



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ VE VÝMĚNÍKU  
TEPLA**

MODELLING OF FLOWS IN A HEAT EXCHANGER

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

František Hudeček

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Michal Špiláček

BRNO 2017



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **František Hudeček**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Michal Špiláček**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Modelování proudění ve výměníku tepla

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla jsou nedílnou součástí většiny energetických celků a zdrojů elektřiny a tepla. Je tudíž potřeba znát jejich konstrukci a návrh. V současné době je možné vytvářet a kontrolovat navržené výměníky nejen pomocí matematického výpočtu, ale také pomocí počítačového modelování, které efektivně snižuje časovou a ekonomickou náročnost návrhu.

Zadání práce předpokládá s vytvořením matematického výpočtu zadaného výměníku tepla a jeho porovnání s výsledky z počítačového modelu toho stejného výměníku a kritické zhodnocení rozdílů v obou přístupech.

Typ výměníku bude zvolen na základě rešerše.

Výkon výměníku 200 kW.

Chlazené medium: voda o vstupní teplotě 95 °C, tlak 0,1 MPa. Výstupní teplota 40 °C.

Chladicí medium: voda o vstupní teplotě 25 °C, tlak 0,1 MPa.

#### Cíle bakalářské práce:

- Zvolit výměník na základě rešerše výměníků tepla.
- Provést tepelný výpočet zvoleného výměníku tepla.
- Vytvořit počítačový model zvoleného výměníku tepla a porovnat výsledky z obou přístupů a zhodnotit rozdíly v přístupech.

#### Seznam literatury:

KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX. 1. vyd. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2008, 153 s. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 11. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato práce se zabývá problematikou tepelného řešení výměníků tepla. K návrhu lze využít výpočty na základě vzorců pro prostup tepla, vzniklých na základě četných měření. Druhou metodou je přístup více moderní. Za pomoci výpočtové techniky a softwaru pro řešení proudění tekutin a tepelné výměny provést simulaci navrhnutého výměníku. Výpočty jsou provedeny pro typ tepelného výměníku zvoleného na základě rešerše. Výsledky jsou v závěru interpretovány a použité metody zhodnoceny a srovnány.

### **Klíčová slova**

Tepelné výměníky, matematické modelování, návrh výměníku tepla, trubkový výměník, deskový výměník, sdílení tepla

## **ABSTRACT**

This thesis considers problematics of calculating and designing heat exchangers. First way of solving the designing problem is by using mathematical formulas for heat transfer, which are based on manifold measurements. Second approach is can be considered modern as the designing of heat exchangers is realized by using computing technology and appropriate software for simulation of flow and heat transfer. These computations are realized for specified type of heat exchanger that is chosen after a brief research. The results are then post processed, commented and these two approaches are compared and evaluated.

### **Key words**

Heat exchangers, mathematical modelling, heat design, straight-tube heat exchanger, plate heat exchanger, heat transfer

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

HUDEČEK, František. *Modelování proudění ve výměníku tepla*. Brno 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 50 s. 2 přílohy. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Špiláček.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Modelování proudění ve výměníku tepla** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

František Hudeček

## **Poděkování**

Zde bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce, Ing. Michalovi Špiláčkovi, za cenné připomínky a rady, zejména v praktické části bakalářské práce.



## Obsah

Abstrakt .....	5
Prohlášení .....	7
Poděkování .....	8
Obsah .....	9
Úvod .....	11
1 Výměníky tepla .....	12
1.1 Parametry výměníků .....	12
1.2 Dělení výměníků tepla .....	12
1.2.1 Rekuperační výměníky .....	13
1.2.1.1 Trubkové výměníky .....	13
1.2.1.2 Deskové výměníky .....	15
1.2.2 Regenerační výměníky .....	16
1.2.3 Směšovací výměníky .....	16
1.3 Efektivita sdílení tepla .....	17
2 Návrh výměníku tepla .....	19
2.1 Faktory ovlivňující výpočet – vstupní údaje .....	19
2.1.1 Technologické údaje .....	19
2.1.2 Konstrukční údaje .....	19
2.1.3 Termofyzikální vlastnosti médií .....	20
2.2 Postup při návrhu výměníku .....	21
2.3 Kritéria výběru výměníku tepla .....	21
3 Numerické modelování .....	23
3.1 Rozdělení proudění tekutin .....	23
3.1.1 Podle fyzikálních vlastností .....	23
3.1.2 Podle kinematických vlastností .....	23
3.2 Výpočtová síť .....	24
3.2.1 Posouzení kvality sítě .....	24
3.3 Okrajové podmínky .....	25
3.4 Metody řešení parciálních diferenciálních rovnic .....	25
3.4.1 Diferenční metoda .....	25
3.4.2 Další metody .....	26
3.5 Konvergence .....	26
4 Volba a tepelný výpočet .....	27
4.1 Volba výměníku .....	27

4.2	Tepelný výpočet .....	27
4.2.1	Geometrické rozměry: .....	27
4.2.2	Termofyzikální vlastnosti .....	28
4.2.3	Součinitel tepla v trubkovém prostoru.....	30
4.2.4	Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru .....	31
4.2.5	Tepelný výkon .....	34
5	Matematický model.....	36
5.1	Parametry první simulace .....	36
5.2	Výsledky první simulace .....	38
5.3	Parametry druhé simulace .....	39
5.4	Výsledky druhé simulace.....	40
6	Závěr.....	42
	Seznam použitých zdrojů .....	43
	Seznam použitých symbolů a zkratek .....	44
	Seznam příloh.....	50

## ÚVOD

Výměník tepla je zařízení, ve kterém se uskutečňuje přenos tepla mezi dvěma prostředími. Tyto zařízení jsou nedílnou součástí tepelných systémů, kotlů, obecně systémů, jejichž účel je přenos tepelné energie. Existuje množství typů výměníků podle požadovaných výstupních parametrů médií, dle pracovního pochodu apod.

Využití sahá od vytápění obytných prostorů až po využití v průmyslu nebo například pro výrobu elektrické energie pomocí paroplynových turbín. Ve všech těchto aplikacích jsou potřeba výměníky tepla.

Obsah této bakalářské práce se skládá ze tří hlavních částí. Rešerše v oblasti výměníků tepla, na jejíž základě je vybrán typ výměníku, se kterým se dále pracuje.

Následuje tepelný výpočet výměníku použitím vzorců a vztahů pro tepelné výměníky.

Třetí částí je tepelný výpočet pro stejné vstupní hodnoty a stejný typ výměníku. Výpočet je proveden v softwaru Comsol multiphysics.

Tyto dva přístupy jsou v závěru zhodnoceny a je porovnána vhodnost použití pro řešení rozdílných problémů.

## 1 VÝMĚNÍKY TEPLA

Výměníky tepla jsou zařízení pro přenos tepelné energie. Přenos je realizován pomocí proudících teplotonosných médií. Tepelná energie přechází vždy z teplejšího média (ohřívající) na chladnější médium (ohřívané). Tepelné výměníky jsou běžnými zařízeními a můžeme se s nimi setkat v každodenním životě, např. těleso ústředního topení, zadní mřížka chladničky, můžeme se s nimi setkat v autech, kotlích atd. K přenosu tepla může docházet plynule nebo přerušovaně. Média se mohou mísit nebo mohou být odděleny pevnou stěnou. [1,2]

Před uvedením jednotlivých typů a způsobů dělení výměníků je vhodné krátce zmínit základní požadavky na výměníky, podle kterých se řídí jejich návrh a použití.

### 1.1 Parametry výměníků

U výměníků tepla je kladen důraz na více parametrů. Tyto požadavky jsou často protichůdné a při návrhu jsou voleny vhodné kompromisy. Mezi důležité parametry patří:

- Nízká hmotnost, rozměry a cena, [1]
- Vysoká spolehlivost, [1]
- Nízká spotřeba energie pro provoz (čerpací práce), [1]

Požadavky na nízkou hmotnost, rozměry a zároveň nízkou spotřebu energie jsou protichůdné. Čím menší je průměr trubek, tím vyšší jsou tlakové ztráty. Při řešení návrhu se vybírá vhodný kompromis. Spolehlivost je dána samotnou výrobou výměníku (např. kvalita svarů), ale lze ji výrazně ovlivnit i pravidelnou údržbou. [1]

### 1.2 Dělení výměníků tepla

Existuje více faktorů, podle kterých lze rozlišit výměníky tepla. Nejobecnějším dělením je dělení podle směru proudění médií:

- Souproudé – směry proudění médií jsou rovnoběžné, [1]
- Protiproudé – směry jsou rovnoběžné, avšak opačně orientované, [1]
- Křížové – neboli příčný proud, tekutiny proudí kolmo na sebe, [1]
- Se šikmým vzájemným proudem – proudění je různoběžné, pod úhlem větším nebo menším jak  $90^\circ$ , [1]
- S kombinovaným prouděním. [1]

Na základě pracovního pochodu rozlišujeme čtyři základní typy:

- Rekuperační - média jsou oddělena neprostupnou stěnou, dochází pouze k prostupu tepla prouděním a vedením. [1]
- Regenerační - dochází k přerušovanému ohřevu, proces předání tepla probíhá ve fázích. Ohřívající a ohřívané média jsou střídavě vháněny do vymezeného prostoru, kde dochází k výměně tepla. Nedochází k přímému kontaktu médií. [1]
- Směšovací - média vytváří homogenní směs. [1]
- Kontaktní - látky jsou v jiných fázích (např. pevné-plynné), dochází ke kontaktu, přenosu tepla a opětovnému rozdělení. Teplosměnná plocha je přímo dána povrchem pevných částic. [1]

Podle účelu rozeznáváme:

- Ohříváky – účelem je ohřátí ohřívaného média, beze změny skupenství ohřívaného média, [1]
- Chladiče – požadovaným výstupem je ochlazené médium, nedochází ke změně fáze, [1]
- Výparníky a odparky – ohřívané médium se mění v páru, [1]
- Kondenzátory – teplejší médium kondenzuje – vznik kondenzátu, [1]
- Přehříváky – ohřívají sytou nebo přehřátou páru, [1]
- Sušárny – ohřevem a odparem vody se dosahuje snížení vlhkosti, [1]
- Termické odplynováky vody – ohřevem vody dochází k vylučování pohlčených plynů, [1]
- Topná tělesa ústředního vytápění. [1]

Podle způsobu výměny tepla rozeznáváme:

- Konvenční – na přestup tepla má vliv hlavně proudící médium, probíhá konvekční přestup tepla, [1]
- Sálavé – přenos tepla je uskutečněn především sáláním, [1]
- Kombinované – kombinuje sálání a konvekci. [1]

Podle konstrukce teplosměnné plochy lze rozlišovat výměníky deskové, trubkové, vlásenkové a další. [1]

Dalším běžným způsobem rozlišení výměníků je podle používaných médií na: výměník voda-voda, pára-voda, pára-vzduch, spaliny-voda a další. [1]

Nejvýraznější rozdíly v konstrukci výměníků tepla jsou na základě rozdílných pracovních postupů předání tepla. Jedná se o:

- Rekuperační výměníky [1]
- Regenerační výměníky [1]
- Směšovací výměníky [1]

### 1.2.1 Rekuperační výměníky

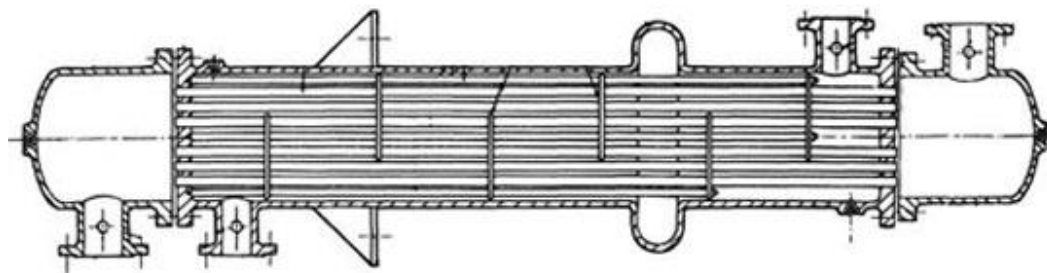
Teplonosná média jsou oddělena neprostupnou stěnou (trubka, deska), která tvoří plochu pro výměnu tepla. Tyto výměníky lze dále dělit podle dalších faktorů. Z hlediska konstrukce rozlišujeme rekuperační výměníky trubkové a deskové.

#### 1.2.1.1 Trubkové výměníky

Tento typ zaujímá dominantní postavení v množství vyrobených a používaných kusů. Ve zpracovatelském průmyslu připadá až 65 % celkové výroby na trubkové výměníky. [3]

Nejjednodušším typem rekuperačního trubkového výměníku je **plášťový výměník s rovnými trubkami**. Skládá se z trubek, které jsou naválcovány na svých koncích do trubkovnic, které jsou přivařeny k plášti. Těleso má dvě víka, vstupní a výstupní armaturu, pro přívod a odvod média, protékajícího trubkami. Druhé médium vstupuje do prostoru mezi trubkami a vytéká přírubou. Ke zlepšení tepelné výměny jsou do výměníku instalovány přepážky, které

zpomalují průtok média mezi trubkami, prodlužují dráhu, po které tekutina proudí výměníkem, a tím zvyšují efektivnost výměny tepla. [1]

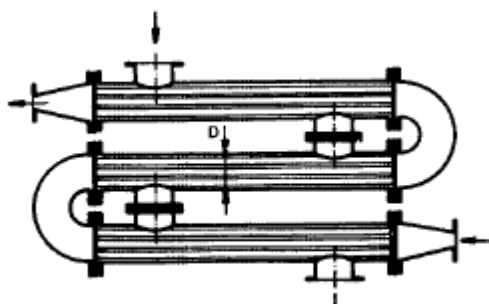


**Obr. 1** Trubkový výměník s přímými trubkami, pružným zvlněním pláště a segmentovými přepážkami [4]

Plášť výměníku je vybaven kompenzátorem délkové dilatace pro vyšší teplotní rozdíly. Mezi způsoby kompenzace patří:

- kompenzace s ucpávkou [1]
- kompenzace s pružným zvlněním pláště [1]
- kompenzace s plovoucí hlavou. [1]

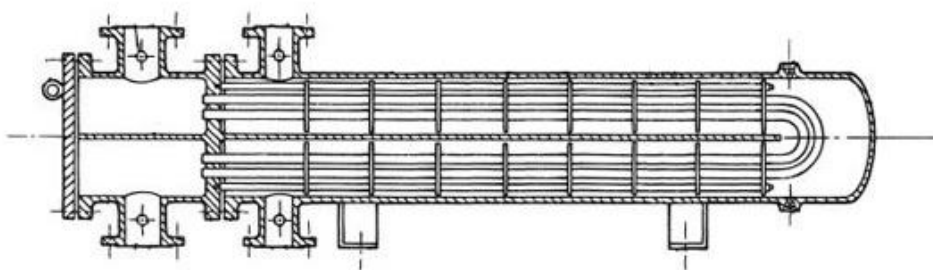
Dalším typem výměníku je **článekový trubkový výměník** neboli trubka v trubce. Média proudí proti sobě. Výhodami jsou jednoduchá výroba, jednoduché čištění a možnost výměny trubky. Nevýhodou je nutnost ošetřit délkové dilatace při větších teplotních rozdílech. [1]



**Obr. 2** Článekový trubkový výměník

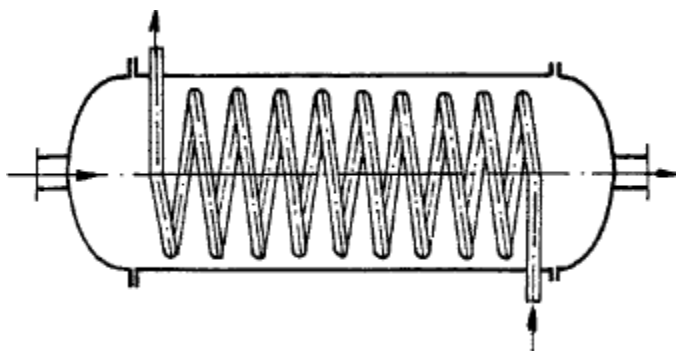
Problémy s teplotními dilatacemi lze ošetřit i [5] samotným tvarem trubek uvnitř pláště, jako je tomu u vlásenkových výměníků a výměníků tepla se šroubovitě vinutými trubkami. [1]

**Vlásenkové rekuperační výměníky** obsahují U trubky. Vstupní i výstupní armatura může být na stejné straně výměníku. Díky tomu není nutno zabývat se teplotními dilatacemi, jelikož trubky nejsou fixovány pevnými trubkovnicemi. Mohou se volně roztahovat a smršťovat. Výhodný tvar trubek napomáhá celkové kompaktnosti a nízké hmotnosti. Nevýhodami je složitější údržba a oprava, jelikož není možné přímé mechanické čištění výměníku a při poškození je nutná výměna trubky. [1]



**Obr. 3** Rekuperační výměník s U trubkami [4]

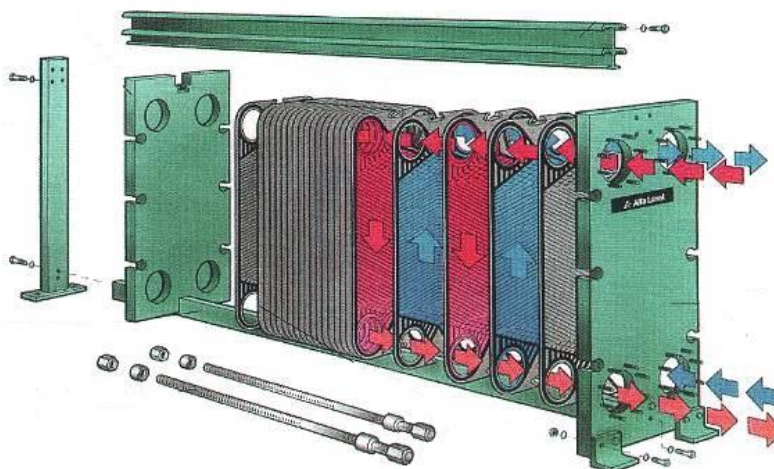
**Výměník se šroubovitě vinutými trubkami** obsahuje trubku (popř. více trubek ve více řadách) ve tvaru šroubovice. Výhoda šroubovice spočívá v příčném obtékání bez nutnosti použití segregčních přepážek (menší tlakové ztráty). Nevýhodou je opět nutnost vyměnit celou trubku při poruše a špatné využití prostoru výměníku. [1]



**Obr. 4** Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [5]

#### 1.2.1.2 Deskové výměníky

U deskových výměníků teplosměnnou plochu tvoří tenké desky s vylisovanými drážkami, kterými proudí tekutiny. Desky mohou k sobě být pájeny, lisovány nebo sešroubovány šroubovými svorníky. Vždy je potřeba zajistit dostatečné těsnění mezi deskami, což bývá problémem hlavně při větších tlacích. Tloušťky desek se pohybují od 0,4-1 mm. Materiály mohou být použity uhlíkové nebo nerezové oceli, případně titan, nikl aj. [2]



**Obr. 5** Deskový výměník [6]

Výhodami oproti trubkovým výměníkům jsou:

- Díky použití tenkých desek namísto trubek je dosaženo nižších teplotních odporů, nižší hmotnosti a lepší kompaktnosti. [2]
- Možnost zvyšovat výkon přidáním dalších desek. [2]
- Protiproud, který je výhodný pro tepelnou výměnu. [2]

Nevýhodou jsou problémy s těsněním při vyšších tlacích a nebezpečí zanášení kanálků. [2]

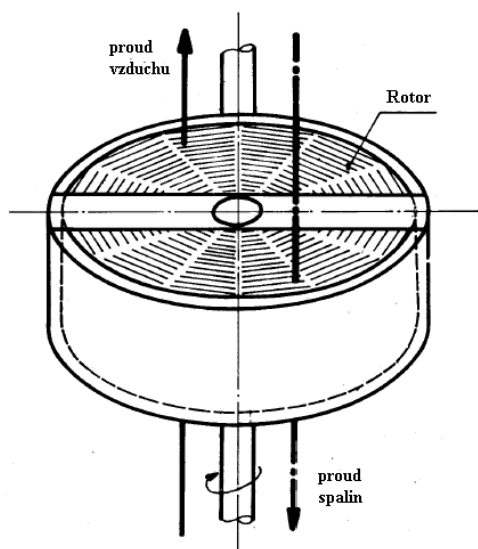
### 1.2.2 Regenerační výměníky

Regenerační výměníky pracují ve fázích, kdy do přesně vymezeného prostoru vtéká nejdříve ohřívající médium, to ohřívá pevnou pohyblivou nebo nepohyblivou **výhřevnou náplň** (kovové plechy, kuličky, žáruvzdorné cihly popř. jiný materiál), a poté je vypuštěno. Akumulované teplo je poté předáno ohřívanému médiu. Je možné částečné smísení médií, jelikož média jsou vháněna a odčerpávána v jednotlivých fázích do stejného prostoru. [2]

Tento typ se nejvíce využívá jako výměník spaliny-vzduch. Označován jako Ljungström. Tyto ohříváky jsou v provedení s vertikální nebo horizontální osou. Ohříváky s horizontální osou mají výhodu v poloze ložisek, elektromotoru a převodovky. Při konstrukci je však nutné zohlednit fakt, že náboj ohříváku je namáhán ohybovým momentem a může dojít k únavě materiálu. Proto jsou horizontální ohříváky mohutnější a dražší než vertikální. Pro velké rozměry se používají ohříváky s vertikální osou. Výměník obsahuje rotor, který je velmi namáhán jak chemicky (spaliny) tak i rozdíly tlaků a měnícím se teplotním namáháním. Součástí jsou taktéž ofukovače, které zajišťují čištění parou nebo vzduchem za provozu. [2]

Požadavky na výhřevnou náplň jsou dobrý přenos tepla, malé náklady na zhotovení (dostupný materiál), možnost snadného čištění za provozu a odolnost vůči agresivnímu prostředí spalin. U spalin je důležitým faktorem obsah síry, jelikož při vysokém obsahu síry je nutno používat nízkolegované oceli nebo protikorozi nátery. [2]

### 1.2.3 Směšovací výměníky



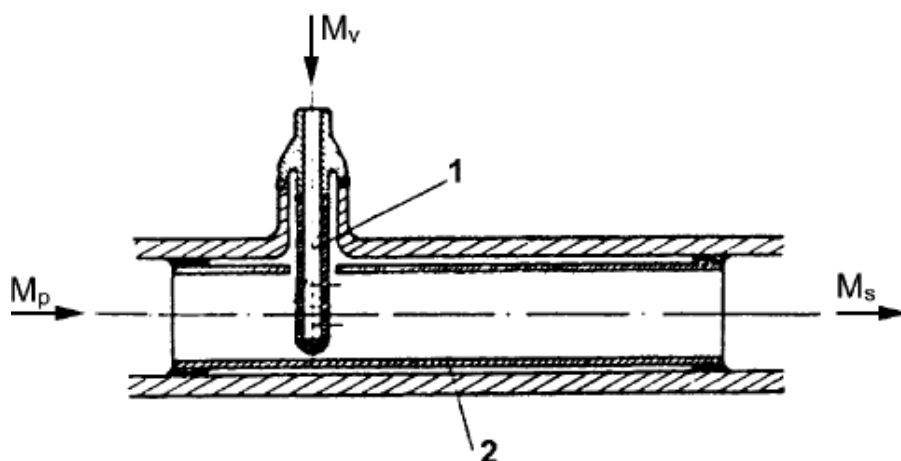
**Obr. 6** Regenerační vertikální ohříváč vzduchu (Ljungström) [7]

Na rozdíl od výše zmíněných typů výměníků, u směšovacích výměníků nelze určit teplosměnnou plochu. Média jsou v přímém kontaktu a mísí se. Mezi nejčastější aplikace v teplotě patří:

- Regulace teploty páry vstřikem vody [1]
- Ohřev napájecí vody (odplyňovák vody) [1]

Pro regulaci teploty přehřáté páry lze použít i regenerační výměník, avšak směšovací výměníky vynikají v jednoduchosti konstrukce a rychlé reakci a regulaci teploty páry. Tímto způsobem lze pouze snižovat teplotu přehřáté páry, jelikož teplota vody je vždy nižší než páry. Vnitřní tlustostěnný plášť je nutno chránit před přímým stykem s vodou vložkou. Vložka musí být dostatečně dlouhá, aby se vstříkovaná voda odpařila před kontaktem s pláštěm. [1]





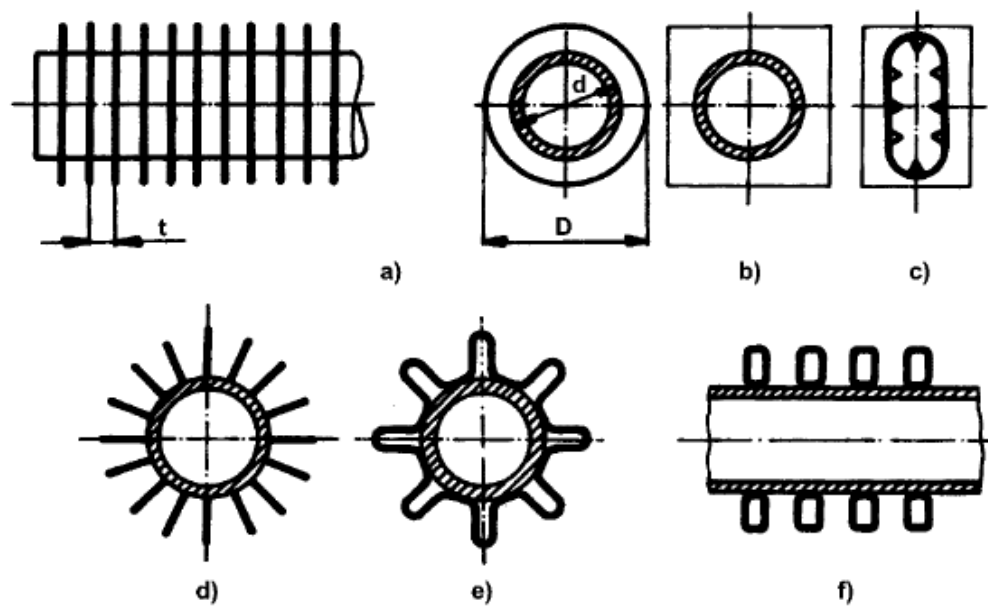
**Obr. 7** Schéma vstřikovacího chladiče páry [4]

1 - přívod vody, 2 - vložka chránící plášť před kontaktem s vodou;  $M_p$  - množství páry,  $M_v$  - množství vstřikované vody,  $M_s$  - množství směsi

Odplyňovány vody, ve kterých se mísí voda a nízkotlaká pára se používají jednak pro výměnu tepla a jednak pro změnu chemického složení, odtud jejich název odplyňovány. Samotné odplynování probíhá při styku vody s párou. Pára udržuje stálou teplotu varu (nejčastěji 105 °C při mírném přetlaku). Pro správné fungování je potřeba zajistit co největší styčnou plochu vody s párou. Toho je docíleno konstrukcí výměníku. Skládá se z válcové nádoby, ve které jsou v etážích pod sebou vloženy děrované plechy. Těmi prokapává voda a dostává se do kontaktu s párou. Odplyněná voda je skladována v nádrži, ze které je čerpána do kotle. Tímto způsobem se lze zbavit nežádoucích složek vody, jako jsou kyslík, vodík, dusík a oxid uhličitý. Tyto plyny zapříčiňují korozi a zanášení výměníků v kotli. [1]

### 1.3 Efektivita sdílení tepla

Intenzita sdílení tepla je důležitým parametrem při konstrukci a výběru výměníku. Zároveň je třeba zohlednit další parametry, jako spolehlivost, jednoduchost konstrukce, nízká cena, dostupnost materiálů, vhodná technologie výroby a nízká hmotnost. Jedním z možných způsobů zvýšení přestupu tepla ve výměníku je **žebrování**. Výhoda žebrování spočívá v možnosti zvětšit teplosměnnou plochu při relativně nízkém nárůstu hmotnosti (žebra nejsou nijak pevnostně namáhána, mohou být relativně tenká, řádově desetiny milimetru). Žebrování je vhodné použít v místech, kde je nízký součinitel přestupu tepla  $\alpha$ . Je potřeba znát součinitele přestupu tepla na obou dvou stranách teplosměnného elementu. Pokud jsou jejich hodnoty přibližně stejné, má žebrování smysl pouze pokud se provede na obou dvou stranách. Podobně se žebrování provede na straně s nižším součinitelem přestupu tepla. [1]



**Obr. 8** Příklady žebrování trubek [5]

a) kruhové žebrování příčné, b) čtvercové žebrování příčné, c) oboustranné žebrování,  
d), e) podélné žebrování, f) žebrování z drátových profilů

Dalšími způsoby zlepšení přestupu tepla je například zdokonalení provedení výměníku, které spočívá v odstranění mrtvých koutů, utěsnění a bezchybném odzvuštění. Dále má na přestup tepla vliv zda-li se jedná o laminární nebo turbuletní proudění. Při turbuletním proudění je intenzita sdílení tepla větší. Turbulence lze dosáhnout výstupky a drážkami na teplosměnném povrchu a dalšími překážkami pro proudící médium. [1]

## 2 NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

V procesu navrhování výměníku tepla je přihlíženo k více faktorům. Těmito faktory jsou tepelný výkon výměníku, tlakové ztráty, které souvisí přímo s ekonomickými aspekty. Tyto vlastnosti výsledného výměníku lze ovlivnit širokou škálou známých konstrukčních řešení, výběrem vhodného materiálu, geometrickými prvky jako jsou žebrování, přepážky, prvky ovlivňující režim proudění (mixéry, destruktory mezní vrstvy), vhodnými rozměry výměníku a dalšími. Návrh výměníku tepla je vždy kompromisem mezi jednotlivými požadavky a nalezení nejvhodnějšího řešení je otázka zkušeností a uvážení konstruktéra. [8]

Obvyklý sled kroků při návrhu je:

- a) Výpočet termofyzikálních vlastností. [8]
- b) Výpočet geometrických rozměrů zařízení – energetická bilance, tepelný a hydraulický výpočet. Z nich se poté určují hlavní rozměry, jako délka a průměr trubek atd. [8]
- c) Konstrukční výpočty – pevnostní výpočty součástí výměníku a volba vhodného materiálu vzhledem k médiu, se kterým budou součásti v kontaktu (koroze, zanášení). [8]
- d) Optimalizační výpočty – výpočty zohledňující ekonomickou stránku. Investiční a provozní náklady na zařízení. [8]

### 2.1 Faktory ovlivňující výpočet – vstupní údaje

Tyto faktory lze rozdělit do několika skupin:

- technologické údaje, [8]
- konstrukční údaje, [8]
- termofyzikální vlastnosti látek. [8]

Tyto faktory jsou vstupními daty pro další řešení výměníku. Je proto důležité úplné a co nejpresnější určení těchto faktorů. [8]

#### 2.1.1 Technologické údaje

Konkrétně se pod pojmem technologické údaje rozumí informace o druhu a chemickém složení používaných médií. Tyto údaje jsou nezbytné pro určení termofyzikálních vlastností a součinitelů zanášení pracovních látek. Dalšími technologickými údaji jsou:

- hmotnostní průtoky, [8]
- teploty a tlaky pracovních látek, [8]
- dovolené tlakové ztráty – přímo ovlivňuje čerpací práci při provozu, [8]
- součinitele zanášení, [8]
- požadované množství přeneseného tepla – tepelný výkon. [8]

#### 2.1.2 Konstrukční údaje

Konstrukční údaje se rozumí údaje jednak o typu výměníku podle dělení v kapitole 1.2. Např. jedná-li se o souproudé, protiproudé uspořádání, tak i další údaje:

- uspořádání trubek ve svazku.

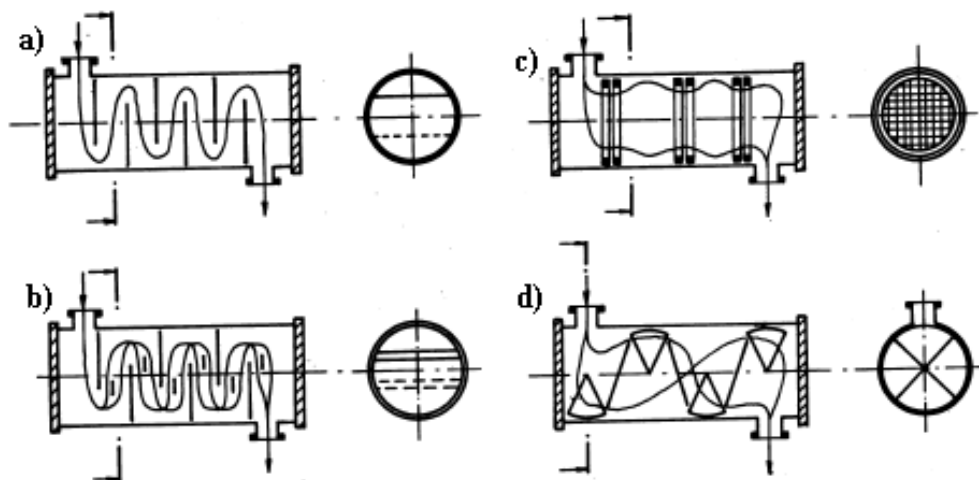
Trubky mohou být orientovány vůči směru proudění ve 30°, 45°, 60° a 90°. Při požadavku na mechanické čištění je nutno zvolit uspořádání ve 45° nebo 90°. [8]

- Typ přepážkového systému.

Přepážkový systém slouží k upevnění trubek svazku, vytvoření kanálu pro průtok mezitrubkovým prostorem. Přepážkami lze ovlivnit typ obtékání trubek a prodloužit dráhu média v mezitrubkovém prostoru. Z čistě podélného obtékání lze udělat obtékání smíšené. Tím lze zlepšit efektivitu prostupu tepla a zamezit vzniku nežádoucího laminárního proudění. [8]

Mezi základní typy přepážkového systému patří:

- a) segmentový, vyznačující se vysokým součinitelem prostupu tepla a tlakovými ztrátami. [8]
- b) Segmentový vyplachovací, který má lepší geometrii pro obtékání plochy výměny tepla než segmentové přepážkové systémy. [8]
- c) Tyčový, který má nízký součinitel prostupu tepla a velmi nízké tlakové ztráty. [8]
- d) Šroubovicový, s nejlepšími vlastnostmi obtékání teplosměnné plochy, nízkými tlakovými ztrátami a zároveň vysokým součinitelem prostupu tepla. [8]



**Obr. 9** Typy přepážkových systémů [8]

### 2.1.3 Termofyzikální vlastnosti médií

Termofyzikální vlastnosti látek se mění s teplotou. Pro zjednodušení počítáme ve výměníku jak v mezitrubkovém, tak trubkovém prostoru s konstantními hodnotami termofyzikálních vlastností. Jedná se o tyto veličiny:

- Měrná tepelná kapacita,  $c_p [J kg^{-1} K^{-1}]$ , určená známými daty nebo pomocí výpočtových metod uvedených v příslušné literatuře. [8]
- Tepelná vodivost,  $\lambda [W m^{-1} K^{-1}]$  [8]
- Dynamická viskozita,  $\eta [Pa s]$ , pokud není k dispozici dynamická viskozita, lze použít kinematickou viskozitu  $\nu [m^2 s^{-1}]$ . Přepočet na dyn. viskozitu:  $\eta = \nu * \rho$  [8]
- Hustota,  $\rho [kg m^{-3}]$ , pokud je k dispozici měrný objem, poté použijeme vztah  $\rho = \frac{1}{\nu}$  [8]

- Měrná entalpie,  $h[\text{Jkg}^{-1}]$ , ve starší literatuře značená  $i$ . Měrná entalpie je potřebná zejména u vodní páry, pro kterou existují tabulky a grafy s hodnotami entalpie. [8]

Hodnoty termofyzikálních vlastností pracovních látek mohou velmi ovlivnit výsledky výpočtů a proto je důležité znát co nejpřesnější hodnoty. Pokud hodnoty nejsou známy nebo jsou určeny s velkými nepřesnostmi, pak je vhodné provést vlastní měření. [8]

Ve většině případů lze využít zjednodušení a uvádět hodnoty pro konstantní tlak. Pokud se hodnoty tlaku výrazně neliší (při nízkých tlakových ztrátách). Nicméně je vhodné rozlišovat hodnoty termofyzikálních vlastností pro alespoň 5 různých teplot v pracovním rozsahu výměníku. V některých případech nelze zanedbat rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou. V takovém případě je nutno výměník rozdělit na dvě nebo více částí s podobnými teplotami a počítat s každou částí zvlášť. [8]

## 2.2 Postup při návrhu výměníku

Postup je realizován zpravidla podle postupu uvedeného na začátku kapitoly 2. Po určení termofyzikálních vlastností výpočtem nebo vyhledáním v literatuře následuje určení stěžejních rozměrů výměníku. Tento krok obnáší **výběr**, poté **kontrolní**, nebo **návrhový výpočet**. [8]

Nejprve je proveden **výběr**. Tím se myslí rozhodnutí který z výměníků již existujících nebo vyráběných zvolíme pro danou aplikaci. Je dobré zvážit hlediska ekonomická a časové a volit například lehce předdimenzovaný, ale sériově vyráběný výměník. Takto se dá výrazně ušetřit na výrobních nákladech. V případech, kdy je potřeba větší jednotka nebo je potřeba splnit speciální požadavky, je nutné volit výměníky konstruované zvlášť. Obecně se volí ten typ výměníku, který je pro danou aplikaci nejvhodnější. Nicméně při tepelném výpočtu výměníku je třeba mít k dispozici přesné výpočtové vztahy. Z tohoto důvodu jsou někdy upřednostňovány výměníky se svazkem trubek v plášti. Pro tyto výměníky jsou známy přesné výpočtové vztahy. Volba jiných typů výměníků může být z tohoto důvodu riskantní. Následuje **kontrolní** a **návrhový** výpočet. Tyto výpočty jsou určeny k určení vhodnosti vybraného výměníku a určení jeho parametrů jako jsou teplosměnná plocha, délka trubek, průměr trubek atd. [8]

**Kontrolním výpočtem** je myšlen výpočet pro ověření výkonu a tlakových ztrát u zvoleného výměníku tepla. Vstupní hodnoty jsou probrány v kapitole 2.1. Jádrem výpočtu jsou vztahy pro přenos tepla a tlakové ztráty. Součástí jsou i výpočty geometrie výměníku. Výstupem je výkon a tlakové ztráty. Hodnoty považujeme za vyhovující, pokud se blíží k námi stanoveným hodnotám. V případě, že vyhovuje více možností, rozhodujeme se podle dalších kritérií, kterými jsou např. ekonomické faktory, spolehlivost nebo problematika údržby. [8]

**Návrhový výpočet** je výpočet, jehož cílem je určení všech podstatných rozměrů výměníku. Oproti kontrolnímu výpočtu musíme nejdříve určit první iteraci rozměrů teplosměnné plochy. [8]

## 2.3 Kritéria výběru výměníku tepla

V kapitole 1.1 jsou uvedeny velmi krátce sledované parametry výměníku tepla. Účelem této kapitoly je podrobněji probrat jednotlivé požadavky a uvést požadavky s přímou spojitostí na problematiku návrhu výměníků.

- 1) Splnění provozních podmínek

Nejdůležitějším parametrem je splnění zadaných hodnot tepelného výkonu, při co nejmenších tlakových ztrátách. Tyto požadavky je nutné splnit i při uvážení zanášení trubkového a mezitrubkového prostoru. Dále je třeba počítat s tím, že samotný výpočet nemusí a zpravidla není úplně přesný. Je třeba počítat s **nejistotami výpočtu**. Těmito nejistotami lze rozumět například termofyzikální vlastnosti pracovních látek, které nemusí být známy nebo mohou být určeny nepřesně. Dále je obtížné přesně určit míru zanášení a tedy frekvenci údržby. Chybám vyplývajícím z nejistot lze předejít uplatněním zkušeností s provozem daných výměníků nebo použitím dat získaných z již realizovaných aplikací. [8]

## 2) Splnění podmínek daných okolím výměníku

Tímto bodem je myšleno namáhání mechanické (provoz, odstavení, náběh, jiné než běžné úkony). Výměník musí odolávat namáhání způsobenému tepelnými dilatacemi mezi pláštěm a trubkami (zejména pokud není ošetřena teplotní roztažnost viz kap. 1.2.1.1). Dále musí odolávat korozi a obecně vlivům vyplývajícím z kontaktu s pracovními médii. To lze ošetřit hlavně volbou vhodného materiálu. [8]

## 3) Snadná údržba výměníku

Dalším faktorem, který je vhodné zohlednit je zajištění prostoru nejen pro mechanické čištění uvnitř výměníku, ale i pro výměnu těsnění a prvků, které mají očekávanou nízkou životnost (zatížení korozí, vibracemi a stárnutím). [8]

## 4) Zamezení výpadku v provozu

Bod týkající se spíše úvahy při konstrukci systému s výměníkem nebo více výměníky. Je vhodné zajistit, aby při poruše nebo údržbě jednoho z výměníků bylo možné pokračovat ve funkci ostatních zařízení. [8]

## 5) Minimální výrobní náklady

Výměník by měl být vyroben, dopraven a provozován s minimálními finančními náklady při splnění všech doposud zmíněných bodů. Snižování nákladů na výrobu by nemělo být prováděno na úkor spolehlivosti nebo poddimenzování výměníku. [8]

## 6) Respektování omezení

Tímto bodem je myšleno dodržení omezení v rozměrech, hmotnosti nebo může být důležitým omezením omezení na náhradní díly. [8]

### 3 NUMERICKÉ MODELOVÁNÍ

Numerické modelování je způsob řešení komplexních i jednoduchých úloh proudění tekutin, přestupu tepla nebo pevnostních analýz. Postup spočívá v návrhu geometrie, která definuje počítanou oblast. Tato oblast je dále rozdělena pomocí buněk, geometricky přesně daných elementů, na určitý počet podoblastí. Běžně v řádech miliónů podoblastí. Takto vznikne výpočtová síť. Každé podoblasti jsou přiřazeny parciální diferenciální rovnice, které jsou řešeny pomocí numerických metod, při zadaných okrajových podmínkách. [9]

Následující kapitoly budou věnovány zejména problematice modelování proudění tekutin a sdílení tepla. Jednotlivé kroky při modelování jsou blíže popsány v následujících podkapitolách.

#### 3.1 Rozdělení proudění tekutin

Proudění tekutin lze hodnotit z více hledisek. Nejpoužívanější je rozdělení podle fyzikálních vlastností nebo podle kinematických vlastností proudění. [10]

##### 3.1.1 Podle fyzikálních vlastností

Rozlišujeme proudění:

- Ideální (nevazké) tekutiny, toto proudění se dále dělí na:
  - potenciální, které je definováno tak, že jednotlivé částice se pohybují po libovolných trajektoriích a zároveň nemění vůči pozorovateli svou orientaci. Nenatáčejí se kolem vlastní osy. [10]
  - vířivé, částice se pohybují po křivkách a zároveň se natáčejí kolem své osy. [10]
- Skutečné (vazké)<sup>1</sup> tekutiny, u které lze rozlišit:
  - Laminární proudění. U tohoto druhu proudění se částice tekutiny pohybují pouze ve směru proudění. Nepohybují se v rovině průřezu. [10]
  - Turbulentní proudění, při kterém částice mají jednak složku rychlosti ve směru proudění, tak i složku flukтуаční, kolmou na směr proudění. [10]

##### 3.1.2 Podle kinematických vlastností

Z hlediska uspořádání v prostoru rozlišujeme:

- 1D, počítané veličiny jsou závislé na poloze na křivce. Např. rychlost  $v = f(s)$  [10]
- 2D, pohybujeme se na ploše  $v = f(x, y)$  [10]
- 3D, neboli proudění v prostoru.  $v = f(x, y, z)$  [10]

V závislosti na čase lze definovat:

- Proudění stacionární, lze chápat jako ustálené. U tohoto typu se sledované veličiny nemění v závislosti na čase. [10]
- Nestacionární proudění, u kterého jsou sledované veličiny proměnné ve sledovaném časovém úseku. [10]

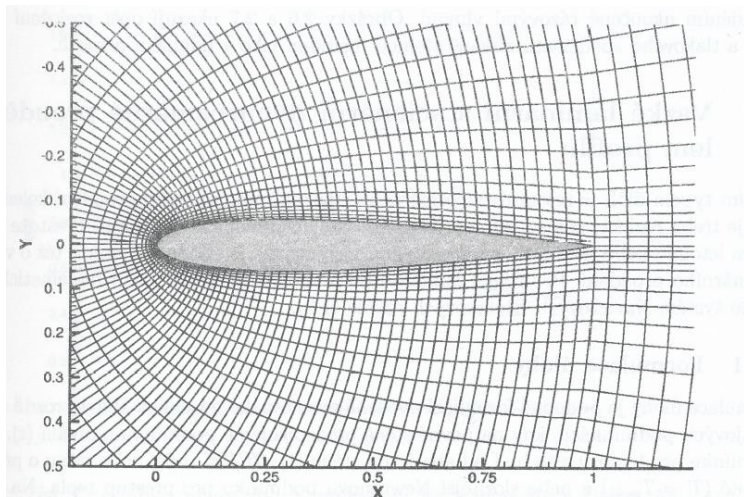
---

<sup>1</sup> Vazká tekutina je nestlačitelná tekutina, která má vnitřní tření, tedy i nezanedbatelné energetické ztráty. Viskozita obecně je schopnost tekutiny odolávat smykovému napětí.

### 3.2 Výpočtová síť

Pojem výpočtová síť znamená rozdělení výpočtové oblasti na buňky, elementy, které na sebe přímo navazují. V jednorozměrném prostoru se jedná o úsečky. Dvourozměrný prostor lze rozdělit pomocí trojúhelníků nebo čtyřúhelníků. U trojrozměrného prostoru můžeme použít čtyřstěny, šestistěny nebo jinou geometrii. Tvary lze kombinovat a tím získat optimální hustotu sítě. Obecně platí, že prvky tvaru čtyřúhelníků (šestistěnů) jsou optimální pro přesné řešení a trojúhelníkové (čtyřstěnové) prvky jsou ideální pro plynulou změnu hustoty sítě. [9]

Platí, že čím více buněk použijeme, tím přesnější výsledky dostaneme. Nicméně hlavním úskalím, limitujícím použití matematického modelování, je výpočtová technika. Z hlediska časové náročnosti je snaha o co nejmenší počet použitých buněk. Proto se používá zhušťování v místech, kde je třeba co nejlépe zachytit modelované fyzikální jevy a fyzikálně nezajímavá místa jsou vyplněna poměrně řídkou sítí. Důležitými místy jsou myšleny například oblasti blízko stěn (zachycení mezní vrstvy v blízkosti stěny s velkým rychlostním gradientem), oblasti kde je předpokládáno turbulentní proudění nebo vířivé struktury (např. proudění za lopatkou turbíny). Změna velikosti buněk by měla být plynulá. Skoková změna by se mohla projevit problémy s konvergencí nebo špatným konečným výsledkem v místě skokové změny. [9]



**Obr. 10** Příklad 2D výpočtové sítě pro obtékání vzduchu kolem náběžné hrany křídla [11]

#### 3.2.1 Posouzení kvality sítě

Stěžejní body jsou:

- velikost buněk - čím více menších buněk, tím přesnější a časově náročnější výpočet. [9]
- Uspořádání buněk v prostoru – volba vhodného tvaru buněk a rovnoměrnosti pole při zhušťování. [9]
- Kvalita buněk - (nesouměrnost, poměr délek hran atd.). [9]

Nejdůležitějším kritériem je míra zkosení buňky. Tento parametr nabývá hodnot od nuly do jedné a je vyjádřen v 2D prostoru jako vzorec: [9]

$$\text{Skewness measure} = \frac{S_{\text{optimální}} - S_{\text{reálné}}}{S_{\text{optimální}}} \quad (1)$$



kde  $S_{\text{optimální}}$  je obsah ideální plochy (rovnostranného trojúhelníku), který má stejnou opsanou kružnici jako trojúhelník reálný. Reálný trojúhelník má obsah  $S_{\text{reálné}}$ . Obdobně lze hodnotit čtyřstěny v 3D prostoru s použitím objemů. [9]

Ze vzorce je patrné, že čím nižší je hodnota parametru, tím lepší je kvalita buňky (tím více se blíží ideálnímu tvaru). [9]

### 3.3 Okrajové podmínky

Nedílnou součástí pro řešení zadaného problému jsou okrajové podmínky. Většinou je třeba zadat vstupní nebo výstupní podmínky a jejich kombinace. Nelze zadat rychlosti na obou dvou stranách, jelikož výstupní rychlost se odvíjí od rovnice spojitosti. [9]

Nemusí se jednat pouze o veličiny. Okrajové podmínky mohou být zadány i jako polynommická funkce, derivace normály (např. teplotní tok) nebo po částech lineární funkce. Pokud to charakter úlohy vyžaduje, mohou být okrajové podmínky závislé na čase. [9]

Podle toho, kde jsou podmínky definovány lze rozlišit:

- **Podmínky na průtočných hranicích** – na vstupu lze zadat rychlost, celkový (statický a dynamický) tlak nebo teplotu. Na výstupu nelze zadat rychlost, jak bylo zmíněno výše, tedy ani celkový tlak. Pouze jeho statickou složku. Další možnost je požadavek ustáleného proudu, neboli parciální derivace tlaku, teploty a rychlosti podle normály jsou nulové. [9]
- **Podmínky na stěně** – ovlivňují přímo mezní vrstvu. Na povrchu stěny může být rychlost média nulová, stěna je nepohyblivá. Nebo nenulová (rotující, klouzající), pak se jedná o pohyblivou stěnu. Stěna může být se třením nebo bez tření. Drsná nebo hladká. Izolovaná stěna nepropouští žádné teplo ve směru normály ke stěně (nulová derivace teploty). [9]
- Pokud to úloha dovoluje lze s výhodou využít **podmínky symetrie**. Na rovině symetrie jsou nulové derivace podle normály. [9]
- **Podmínky osové symetrie** – obdobně jako u prostorové úlohy lze definovat podmínky pomocí osy. [9]
- **Periodické podmínky** – mohou být rotačního nebo translačního typu. Při souměrné geometrii nebo opakujících se stejných prvcích. [9]

### 3.4 Metody řešení parciálních diferenciálních rovnic

#### 3.4.1 Diferenční metoda

Je nejstarší metoda numerického řešení rovnic popisujících proudění tekutin. [9]

Princip spočívá v rozdělení původní oblasti na elementy s definovanou geometrií. Tyto elementy se nepřekrývají a přímo spolu sousedí. Nejjednodušší geometrií jsou v jednorozměrném případě úsečky, ve 2D obdélníky nebo trojúhelníky a ve 3D čtyřstěny nebo šestistěny. [9]

V těchto elementech se derivace aproximují pomocí Taylorova rozvoje jako: [9]

$$\frac{\partial T}{\partial x} \approx \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2)$$

neboli tečny, které jsou přesným řešením, se aproximují sečnami. V obecné buňce i jako: [9]

$$\frac{\partial T}{\partial x} \approx \frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta x} \quad (3)$$

Takto jsou diferenciální rovnice transformovány v rovnice algebraické, tedy řešitelné numerickými metodami. [9]

### 3.4.2 Další metody

Velmi používaná je **metoda konečných objemů**. Řešení lze popsat v jednotlivých krocích. Rozdělení oblasti na konečný počet objemů. Následná diskretizace diferenciálních rovnic a výpočet neznámých veličin a řešení diskretizovaných rovnic. [9]

Při řešení pevnostních úloh se osvědčila **metoda konečných prvků**. U tohoto způsobu řešení přibývají bazové funkce, kterými násobíme diferenciální rovnice. Opět následuje rozdělení oblasti pomocí trojúhelníků resp. čtyřstěnů ve 3D. Integrace konečného počtu elementů a nakonec minimalizace reziduálů. [9]

### 3.5 Konvergence

Při řešení rovnic je nutné získat konvergentní řešení. Neboli řešení, pro které se výsledek blíží čím dál přesněji k výsledné hodnotě. Ke zhodnocení konvergence se používají **reziduály**. Jedná se o rozdíl mezi stejnými veličinami ve stejném bodě sítě, ale ve dvou po sobě jdoucích krocích. S každým krokem výpočtu by se měla hodnota rozdílu zmenšovat. To svědčí o konvergující úloze. [9]

Pro snížení časové náročnosti výpočtu a souběžného zvýšení efektivnosti je žádoucí, aby úloha konvergovala co nejrychleji. Tuto rychlost ovlivňuje více faktorů. Nejlepším způsobem jak ovlivnit konvergenci je **počáteční odhad** počítaných proměnných. Např. počáteční odhad rychlosti, teploty nebo hmotnostní podíly. [9]

Další metoda **step by step** spočívá v nadefinování celého problému a následném řešení jednotlivých proměnných. Postupuje se od jednoduššího ke složitějšímu. [9]

Významným způsobem jak ovlivnit konvergenci je užití **relaxace**. Diference proměnných mezi jednotlivými kroky jsou násobeny konstantou a tím se reguluje rychlost konvergence. Pokud jsou rozdíly velké a výsledné hodnoty oscilují kolem výsledné hodnoty, volí se konstanta výrazně menší než jedna (nejčastěji u rychlostí desetiny až setiny). Naopak pokud jsou rozdíly konstantní, lze zvýšením konstanty konvergence urychlit. [9]

## 4 VOLBA A TEPELNÝ VÝPOČET

### 4.1 Volba výměníku

Pro spolehlivost a názornost výpočtu je vhodné zvolit jednoduchý výměník, pro který existují spolehlivé výpočtové vztahy. Výměník by měl být běžný a co nejlevněji vyrobitelný při zachování spolehlivosti a kompaktnosti.

Na základě rešerše lze usoudit, že nejběžnější a zároveň jednoduchý typ výměníku je výměník trubkový. Přesněji plášťový výměník s rovnými trubkami. Pro tento typ výměníku jsou známy spolehlivé vztahy pro výpočet součinitele přestupu tepla, které byly určeny na základě četných měření.

Ostatní typy trubkových výměníků nejsou tak časté, jejich aplikace není natolik všestranná a obsahují prvky, které zdražují výrobu (např. výměníky s u-trubkami, plovoucí hlavou atd.).

Deskový výměník vyniká svou kompaktností a efektivností. Z důvodu zcela odlišné konstrukce nelze použít experimentálně ověřené vztahy pro trubkové výměníky. Jeho výroba je složitější a dražší.

Vzhledem k výše zmíněným úvahám a vzneseným požadavkům je ideálním typem **plášťový výměník s rovnými trubkami**, popsáný v kap. 1.2.1.1.

### 4.2 Tepelný výpočet

Dle kap. 2.1 jsou definovány následující vstupní údaje:

**Zadané a hledané veličiny:**

$T_{11} = 95^{\circ}\text{C}$	Vstupní teplota v trubkovém prostoru
$T_{12} = 40^{\circ}\text{C}$	Požadovaná výstupní teplota v trub. prostoru
$T_{21} = 25^{\circ}\text{C}$	Vstupní teplota v mezitrubkovém prostoru
$T_{22} = ?$	Výstupní teplota vychází v závislosti na výpočtu
$p_1 = p_2 = 0,1 \text{ MPa}$	Vstupní tlaky
$Q_{POŽ} = 200 \text{ kW}$	Požadovaný tepelný výkon

**Další parametry:**

Pracovní látka je voda jak v trubkovém, tak i mezi trubkovém prostoru.

Hmotnostní průtoky jsou neznámé.

Součinitele zanášení nejsou uvažovány. Je proveden návrh výměníku tepla bez zanášení.

Chlazené médium je umístěno v trubkovém prostoru a chladicí médium v mezitrubkovém.

Výměník je volen jako souproudý s pevnými trubkovnicemi. Uspořádání trubek do svazku je provedeno pod úhlem  $45^{\circ}$ . Je volen segmentový přepážkový systém.

#### 4.2.1 Geometrické rozměry:

$$D_1 = 0,4 \text{ m}$$

$$D_S = 0,38 \text{ m}$$

$$l_{tc} = 1,78 \text{ m}$$

$$t_p = 0,1 \text{ m}$$

$$d_2 = 14 \text{ mm}$$

$$s_t = 1 \text{ mm}$$

$$t_p = 0,1 \text{ m}$$

$$n_p = 14$$

$$l_{tn} = 452 \text{ mm}$$

$$h_p = 240 \text{ mm}$$

$$s_p = 2 \text{ mm}$$

$$s_{tp} = 0,1 \text{ mm}$$

$$t_t = 35 \text{ mm}$$

$$n_t = 89$$

$$n_{CH} = 1$$

$$n_{tv} = 33$$

$$s_{ps} = 0,1 \text{ mm}$$

$$l_t = 1,8 \text{ m}$$

Dopočtené hodnoty:

$$d_{2p} = d_2 + 2 \cdot s_{tp} = 14 + 2 \cdot 0,1 = 14,8 \text{ mm} \quad (4)$$

$$D_p = D_1 - 2 \cdot s_{ps} = 400 - 2 \cdot 0,1 = 399,8 \text{ mm} \quad (5)$$

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot s_t = 14 - 2 \cdot 1 = 12 \text{ mm} \quad (6)$$

#### 4.2.2 Termofyzikální vlastnosti

Hodnoty veličin jsou čerpány z Parních tabulek. [12]

Tepelná vodivost materiálu trubek:  $\lambda_t = 385 \frac{W}{m \cdot K}$

V trubkovém prostoru je chlazená voda o střední teplotě<sup>2</sup>:

$$T_{S1} = \frac{T_{11} + T_{12}}{2} = \frac{95 + 40}{2} = 67,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

$$c_{p1} = 4182,8 + \frac{(4195,5 - 4182,8) \cdot 7,5}{20} = 4188 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (8)$$

$$\lambda_1 = 0,6508 + \frac{(0,6596 - 0,5468) \cdot 17,5}{25} = 0,6574 \frac{W}{m \cdot K} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \eta_1 &= \left( 546,8 + \frac{(377,7 - 546,8) \cdot 17,5}{25} \right) \cdot 10^{-6} = \\ &= 428,43 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \end{aligned} \quad (10)$$

<sup>2</sup> Hodnoty termofyzikálních veličin pro střední teplotu jsou počítány pomocí lineární interpolace.

$$v_1 = 1,0171 + \frac{(1,0227 - 1,0171) \cdot 7,5}{10} = 1,021 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg} \quad (11)$$

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,001021} = 979,432 \frac{kg}{m^3} \quad (12)$$

$$v_{kv1} = \frac{\eta_1}{\rho_1} = \frac{428,43 \cdot 10^{-6}}{979,432} = 4,376 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (13)$$

$$h_{11} = \frac{417,44 + 377}{2} = 397,2 \frac{kJ}{kg} \quad (14)$$

$$h_{12} = 167,6 \frac{kJ}{kg} \quad (15)$$

V mezitrubkovém prostoru proudí chladicí médium o střední teplotě<sup>3</sup>:

$$T_{S2} = \frac{T_{21} + T_{22}}{2} = \frac{35 + 25}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16)$$

$$c_{p2} = 4182 \frac{J}{kg \cdot K} \quad \lambda_2 = 0,615 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\eta_2 = 718,45 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s \quad v_2 = 1,0044 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{1,0044 \cdot 10^{-3}} = 995,619 \frac{kg}{m^3} \quad (17)$$

$$v_{kv2} = \frac{\eta_2}{\rho_2} = \frac{718,45 \cdot 10^{-6}}{995,619} = 7,216 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (18)$$

$$h_{21} = \frac{125,8 + 84}{2} = 104,9 \frac{kJ}{kg} \quad (19)$$

Výpočet hmotnostních průtoků:

$$m_1 = -\frac{Q_{POŽ}}{h_{12} - h_{11}} = -\frac{200 \cdot 10^3}{(167,6 - 397,2) \cdot 10^3} = 0,871 \frac{kg}{s} \quad (20)$$

Hmotnostní průtok  $m_2$  je volen s ohledem na typ proudění.  $m_2 = 4,78 \frac{kg}{s}$ .

<sup>3</sup> Teplota  $T_{22}$  je určena podle výstupní entalpie  $h_{22}$

$$h_{22} = \frac{m_2 \cdot h_{21} + Q_{POŽ}}{m_2} = \frac{4,78 \cdot 104,9 \cdot 10^3 + 200 \cdot 10^3}{4,78} \quad (21)$$

$$= 146,74 \frac{kJ}{kg}$$

Této hodnotě entalpie odpovídá přibližně teplota  $T_{22} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

#### 4.2.3 Součinitel tepla v trubkovém prostoru

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{n_t}{n_{CH1}} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} \cdot \frac{89}{1} = 10070 \text{ mm}^2 \quad (22)$$

$$u_1 = \frac{m_1}{\rho_1 \cdot S_1} = \frac{0,871}{979,432 \cdot 10,07 \cdot 10^{-6}} = 0,088 \frac{m}{s} \quad (23)$$

$$Re_1 = \frac{u_1 \cdot d_1}{\nu_{kv1}} = \frac{0,088 \cdot 0,0012}{4,376 \cdot 10^{-7}} = 2424 \quad (24)$$

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} \cdot \eta_1}{\lambda_1} = \frac{4188 \cdot 428,43 \cdot 10^{-6}}{0,6574} = 2,729 \quad (25)$$

Korekční faktory:

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(Re_1) - 1,64)^{-2} \quad (26)$$

$$= \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(2424) - 1,64)^{-2} = 0,103$$

$$y_1 = \frac{d_1}{l_{tc}} = \frac{12}{1780} = 0,0067 \quad (27)$$

Hodnota fyzikálních veličin na stěně a v blízkosti stěny (mezní vrstvě) je uvažována stejná jako pro střední hodnotu teploty. Proto:

$$Pr_1 = Pr_{1s} \quad (28)$$

$$y_2 = \left( \frac{Pr_1}{Pr_{1s}} \right)^{0,11} = \left( \frac{2,729}{2,729} \right)^{0,11} = 1 \quad (29)$$

Hodnota Nusseltova čísla a součinitele přestupu tepla je počítána na základě doporučených vztahů, uvedených ve zdroji [8].

$$\begin{aligned}
 Nu_1 &= \frac{x_5 \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot \left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + y_1^{\frac{2}{3}}\right) \cdot y_2 \quad (30) \\
 &= \frac{0,103 \cdot (2424 - 1000) \cdot 2,729}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,103} \cdot \left(2,729^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \\
 &\quad \cdot \left(1 + 0,0067^{\frac{2}{3}}\right) \cdot 1 = 84,809
 \end{aligned}$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot Nu_1 = 84,809 \cdot \frac{0,6574}{0,0012} = 4646 \frac{kg}{s^3 \cdot K} \quad (31)$$

#### 4.2.4 Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d_2 = \frac{\pi}{2} \cdot 14 = 21,991 \text{ mm} \quad (32)$$

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1 = (100 - 2) \cdot 400 = 0,0392 \text{ m}^2 \quad (33)$$

Pro rozmístění trubek do trojúhelníku s úhlem 45° platí tyto vztahy s konstantami

$c_1 = 1,414$  a  $c_2 = 0,707$ .

$$t_{t1} = c_1 \cdot t_t = 1,414 \cdot 35 = 49,49 \text{ mm} \quad (34)$$

$$t_{t2} = c_2 \cdot t_t = 0,707 \cdot 35 = 24,745 \text{ mm} \quad (35)$$

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2} = \frac{49,49}{14} = 3,535 \quad (36)$$

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2} = \frac{24,745}{14} = 1,768 \quad (37)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 3,535} = 0,778 \quad (38)$$

$$u_2 = \frac{m_2}{S_{2N} \cdot \rho_2 \cdot \psi} = \frac{4,78}{0,0392 \cdot 995,619 \cdot 0,778} = 0,157 \frac{m}{s} \quad (39)$$

$$Re_2 = \frac{u_2 \cdot l}{v_{kv2}} = \frac{0,157 \cdot 21,991}{7,216 \cdot 10^{-7}} = 4799 \quad (40)$$

$$Pr_2 = c_{p2} \cdot \frac{\eta_2}{\lambda_2} = 4182 \cdot 718,45 \cdot \frac{10^{-6}}{0,615} = 4,885 \quad (41)$$

Korekční faktory:

Stejně jako v rovnicích (28) a (29) uvažujeme hodnoty fyzikálních veličin za konstantní.

$$Pr_2 = Pr_{2s} \quad (42)$$

$$y_2 = \left( \frac{Pr_2}{Pr_{2s}} \right)^{0,11} = \left( \frac{4,885}{4,885} \right)^{0,11} = 1 \quad (43)$$

Převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek ( $y_3$ ):

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot x_7} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,768} = 1,377 \quad (44)$$

Vliv nepříznivého tvaru teplotního profilu při laminárním proudění ( $y_4$ )<sup>4</sup>:

$$y_4 = 1 \quad (45)$$

Podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ( $y_5$ ):

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t} = \frac{33}{89} = 0,371 \quad (46)$$

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32} = 1 - 0,371 + 0,524 \cdot 0,371^{0,32} = 1,011 \quad (47)$$

Kontrolní rovnice omezující platnost výše uvedených vztahů pro  $y_5$ . Tyto podmínky jsou splněny.

$$0,2 \leq \frac{t_p}{D_1} \leq 1 \quad (48)$$

$$x_8 \leq 0,8 \quad (49)$$

Vliv zkratových proudů ( $y_6$ ):

$$S_{tp} = \left( n_t - \frac{n_{tv}}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} = \left( 89 - \frac{33}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (15^2 - 14^2)}{4} = 321,149 \text{ mm}^2 \quad (50)$$

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos \left( 2 \cdot \frac{h_p}{D_1} - 1 \right) = 2 \cdot \arccos \left( 2 \cdot \frac{240}{400} - 1 \right) = 156^\circ 56' \quad (51)$$

<sup>4</sup> Jedná se o turbulentní proudění, hodnota  $Re_2$  je větší než 2320.



$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} = \quad (52)$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot (400^2 - 399^2) \cdot \frac{360 - 156,9}{360} = 124,676 \text{ mm}^2$$

$$s_{ts} = D_1 - D_s = 400 - 380 = 20 \text{ mm} \quad (53)$$

$$s_{tt} = t_t - d_2 = 35 - 14 = 21 \text{ mm} \quad (54)$$

$$S_{2z} = \left( s_{ts} + \frac{(2 \cdot (D_s - d_2))}{t_{t1}} \cdot s_{tt} \right) \cdot (t_p - s_p) = \quad (55)$$

$$\left( 20 + \frac{(2 \cdot (380 - 14))}{49,49} \cdot 21 \right) \cdot (100 - 2) = 0,0324 \text{ m}^2$$

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left( 1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \cdot \exp \left( -1,5 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) = \quad (56)$$

$$0,4 \cdot \frac{321,149}{321,149 + 124,676} + \left( 1 - 0,4 \cdot \frac{321,149}{321,149 + 124,676} \right) \cdot \exp \left( -1,5 \cdot \frac{321,149}{321,149 + 124,676} \right) = 0,985$$

Kontrolní rovnice pro platnost uvedených vztahů pro  $y_6$ . Podmínka je splněna.

$$\frac{(S_{tp} + S_{ps})}{S_{2z}} \leq 0,8 \quad (57)$$

Vliv obtokových proudů ( $y_7$ ):

Není splněna jedna z podmínek:

$$\text{Nesplněno} \quad (D_1 - D_s) \geq s_{tt} \quad (58)$$

$$\text{Splněno} \quad \frac{S_{ss}}{S_{2z}} \leq 0,5 \quad (59)$$

Proto hodnota  $y_7 = 1$

Vliv neopřepážkovaných prostorů ( $y_8$ ):

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left( \frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p} \right)^{1-a}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} = \quad (60)$$

$$\frac{(18 - 1) + 2 \cdot \left( \frac{452}{2 \cdot 100} \right)^{1-0,6}}{(18 - 1) + \frac{452}{100}} = 0,9002$$

Kde  $a = 0,6$  pro turbulentní proudění.

Výpočet Nusseltova čísla a součinitele přestupu tepla:

$$Nu_{lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} = \quad (61)$$

$$0,664 \cdot \sqrt{4799} \cdot \sqrt[3]{4,885} = 78,048$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot \left(Pr_2^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \quad (62)$$

$$\frac{0,037 \cdot 4799^{0,8} \cdot 4,885}{1 + 2,443 \cdot 4799^{-0,1} \cdot \left(4,885^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 53,665$$

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{l} \cdot \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}\right) \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 = \quad (63)$$

$$\frac{0,615}{21,991} \cdot \left(0,3 + \sqrt{78,048^2 + 53,665^2}\right) \cdot 1 \cdot 1,377 \cdot 1 \cdot 1,011 \cdot 0,928 \cdot 1$$

$$\cdot 0,991 = 3281 \frac{kg}{s^3 \cdot K}$$

---

Kontrolní rovnice platnosti použitých vztahů (35)-(65):

$$\text{Splněno} \quad 10 \leq Re_2 \leq 10^6 \quad (64)$$

$$\text{Splněno} \quad 0,6 \leq Pr_2 \leq 10^3 \quad (65)$$

$$\text{Splněno} \quad n_{rc} > 10, \quad (66)$$

$$n_{rc} = \frac{2 \cdot h_p - D_1}{c_2 \cdot t_t} \cdot (n_p - 1) = \quad (67)$$

$$\frac{2 \cdot 240 - 400}{0,707 \cdot 35} \cdot (14 - 1) = 42,029$$

---

#### 4.2.5 Tepelný výkon

Střední teplotní spád:

$$\Delta T_1 = T_{11} - T_{22} = 95 - 35,005 = 59,995 \text{ K} \quad (68)$$

$$\Delta T_2 = T_{12} - T_{21} = 40 - 25 = 15 \text{ K} \quad (69)$$

$$\Delta T_s = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{59,995 - 15}{\ln\left(\frac{59,995}{15}\right)} = 32,459 \text{ K} \quad (70)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2}} = \quad (71)$$

$$\frac{1}{\frac{14}{12} \cdot \frac{1}{4646} + \frac{14}{2 \cdot 385} \cdot \ln\left(\frac{14}{12}\right) + \frac{1}{3281}} = 1789,9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^3 \cdot \text{K}}$$

Potřebná plocha výměny tepla:

$$A = \frac{Q_{POŽ}}{k \cdot \Delta T_S} = \frac{200000}{1789,9 \cdot 32,459} = 3,442 \text{ m}^2 \quad (72)$$

$$A_S = \frac{l_t \cdot (\pi \cdot d_2)}{2} \cdot n_t = \frac{1720 \cdot (\pi \cdot 14)}{2} \cdot 89 = 3,484 \text{ m}^2 \quad (73)$$

$$Q_S = A_S \cdot k \cdot \Delta T_S = 3,484 \cdot 1789,9 \cdot 32,459 = 202,403 \text{ kW} \quad (74)$$

Poslední kontrolní rovnice, která vyjadřuje poměr vypočteného a požadovaného výkonu v procentech.

$$\Delta Q_1 = \frac{Q_S}{Q_{POŽ}} \cdot 100 = \frac{202,403}{200} \cdot 100 = 101,201 \% \quad (75)$$

Podmínka ukončení výpočtu je **splněna**. Vypočtený výkon má spadat do rozmezí 100% ÷ 105% požadovaného výkonu  $Q_{POŽ}$ . [8]

## 5 MATEMATICKÝ MODEL

Další částí práce je vytvoření matematického modelu na základě geometrických parametrů, které byly zvoleny na základě výpočtu v kapitole 4. Modelování je uskutečněno v programu Comsol Multiphysics 5.1. Přístup k tomuto softwaru je umožněn díky licenci Energetického ústavu.

Bylo realizováno několik výpočtů, z těch jsou vybrány dva, přiložené v přílohách:

- 1) Výpočet podrobněji popsán níže. Vstupní hmotnostní průtoky jsou kvůli aplikované symetrii poloviční. Tedy výsledný tepelný výkon se násobí dvěma.
- 2) Výpočet s identickými vstupními hodnotami a použitými rovnicemi. Liší se v použité výpočtové síti. Blíže specifikováno v kap. 5.3.

### 5.1 Parametry první simulace

Prvním krokem je vytvoření geometrie. Geometrie je navrhována v programu Autodesk Inventor 2015 (studentská licence). Takto vytvořená a zjednodušená geometrie je základem pro modelování. Při návrhu bylo nutné přistoupit k určitým zjednodušením.

- Tloušťky stěn všech přepážek, trubek a trubkovnic jsou redukovány na plochy.
- Navrhované mezery mezi pláštěm výměníku a přepážkou ( $s_{ps}$ ) a mezi vnějším povrchem trubek a přepážkou ( $s_{tp}$ ) jsou zanedbány.

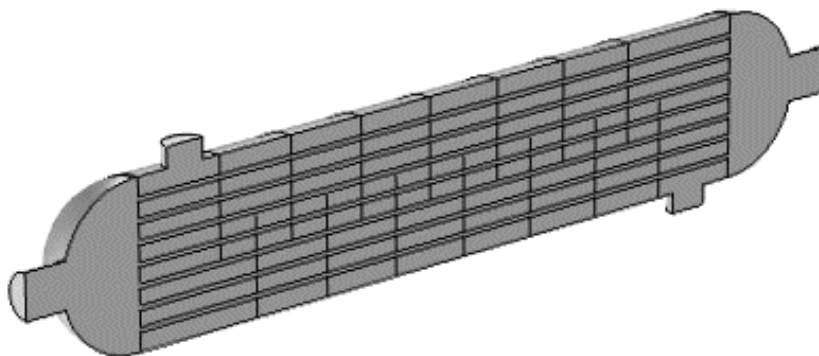
Těmito zjednodušeními vznikají následující nepřesnosti:

- Mezitrubkový prostor je o tloušťky materiálů objemnější.
- Zaniká vliv zkratových proudů. Tj. jakoby v předchozím výpočtu byl součinitel  $y_5$  roven jedné.

Toto je přijato z důvodu problémů s vytvořením výpočtové sítě (mesh). Tyto rozměry jsou v poměru k celkovým rozměrům velmi malé a bylo by tak potřeba vytvořit buď velmi jemnou síť – což by výrazně zvýšilo časovou náročnost výpočtu a hlavně hardwarové nároky na výpočtovou techniku, nebo zvolit velké rozpětí velikosti buněk napříč výměníkem, což by mohlo zapříčinit problémy s konvergencí výpočtu nebo samotné vytvoření sítě.

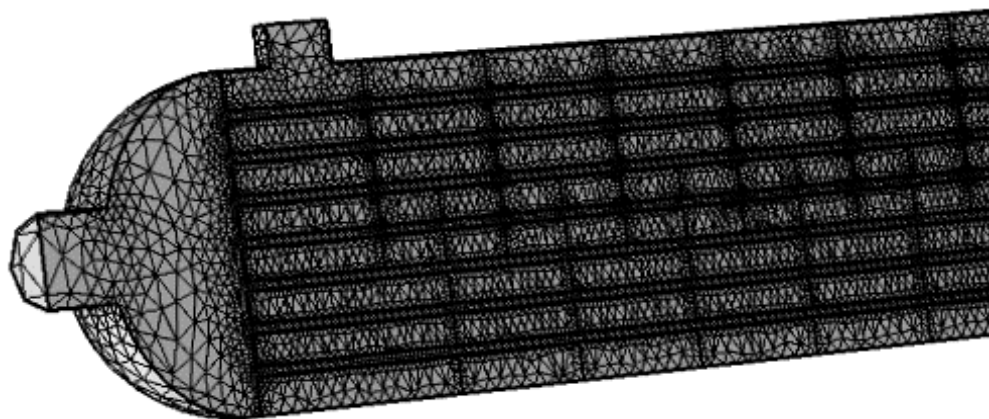
Nutno podotknout, že rozměry výměníku jsou zvoleny pouze na základě tepelného výpočtu. Tedy nejsou řešeny pevnostní výpočty, ani výpočty tlakových ztrát. Tlakové ztráty jsou sice součástí simulace, ale přesto se nejedná o celistvý návrh výměníku.

Výsledná geometrie je na obr. 11. V Comsolu byla ještě aplikována souměrnost. Tím se efektivně sníží časová a hardwarová náročnost.



**Obr. 11** Geometrie výměníku v Comsolu

Geometrie po vytvoření meshe je na obr. 12.



**Obr. 12** Výpočtová síť - mesh

Údaje o vytvořených buňkách jsou v Tab. 1:

Tab. 1

<b>Počet buněk</b>	<b>757 006</b>
<b>Z toho počet buněk mezní vrstvy (boundary layer)</b>	přibližně 100 000
<b>Počet „Inverted elements“</b>	7

Mesh se skládá hlavně ze čtyřstěnnů a elementů mezní vrstvy. Právě elementy mezní vrstvy tvoří v orientačním histogramu (obr. 13) prvky s velmi špatnou kvalitou. Některé z nich program vyhodnotil jako nepřijatelné a upravil je rozdělením v podstatě na dvě buňky. To může mít vliv na přesnost a konvergenci následného výpočtu.



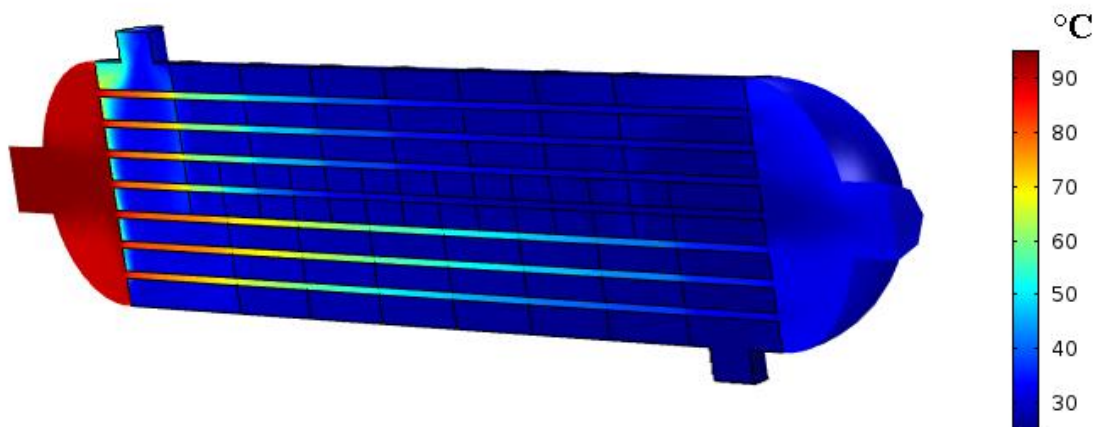
**Obr. 13** Orientační histogram kvality elementů

Řešeny jsou dvě fyziky. Turbulentní proudění a sdílení tepla. Úloha je prostorová a stacionární. Řešení je nastaveno po jednotlivých krocích. Program postupně řeší jednotlivé

neznámé. Při každém kroku (nově vypočtených hodnotách určité neznámé) se tyto hodnoty použijí pro další výpočet. Výpočet je tedy aktualizován při každém mezikroku.

## 5.2 Výsledky první simulace

Hlavními výstupy simulace je rozložení teplot ve výměníku obr. 14.



**Obr. 14** Rozložení teplot ve výměníku

Důležitými hodnotami jsou výstupní teploty. Jelikož Vstupní teploty jsou zadány jako okrajové podmínky a výstupní teploty jsou dopočítávány na základě zvolených rovnic pro sdílení tepla.

Přehled výsledných hodnot:

Tab. 2

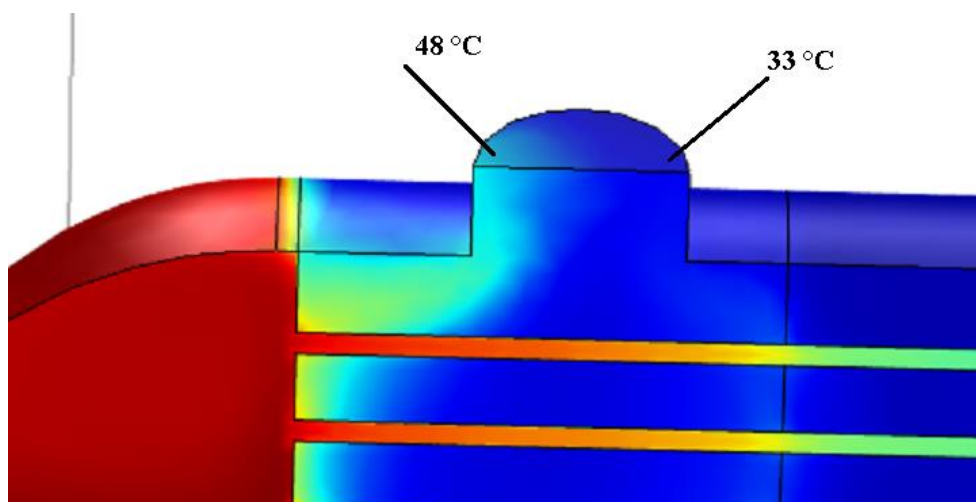
Simulace		Návrhový výpočet	
Trubkový prostor ( $T_{12}$ )	28,92 °C	Trubkový prostor ( $T_{12}$ )	40 °C
Mezitrubkový prostor ( $T_{22}$ )	37,26 °C	Mezitrubkový prostor ( $T_{22}$ )	35 °C
Tepelný výkon ( $Q_s$ )	240,2 kW	Tepelný výkon ( $Q_s$ )	202,303 kW

Z těchto hodnot vyplývá, že výměník je dle simulace výkonnější přibližně o 18,7%:

$$\Delta Q_2 = \frac{240,2 - 202,303}{202,303} \cdot 100 \cong 18,7\% \quad (76)$$

Tento výsledek je však zatížen následujícími nepřesnostmi:

V detailu výtokové strany mezitrubkového prostoru na obr. 15 je možné vidět, že napříč průřezem se mění teplota až o 15 °C. Střední teplota je tedy určena pomocí funkce average v Comsolu. Nicméně lze předpokládat, že v reálné aplikaci bude výstupní teplota kolísat. I z tohoto důvodu vychází výrazně odlišné výkony.



**Obr. 15** Rozložení teplot na výstupu z mezitrubkového prostoru

Rozdíl 18,7% je poměrně velký. Při aplikaci zjednodušení přijatého pro simulaci (zanedbání tloušťky stěn a mezer pro zkratové proudy) vyjde vypočtený výkon  $Q_S = 204,02 \text{ kW}$ .

Majoritní částí rozdílu (nepřesnosti) je zejména:

- Velmi hrubý mesh
- Pouze jedna „boundary layer“ pro mezní vrstvu

Lze očekávat, že při zjemnění meshu se výsledky přiblíží vypočtené hodnotě a sníží se i další výše zmíněné chyby. S tímto však vzrůstá i časová náročnost výpočtu. Jelikož s vyšším počtem elementů se zvyšuje i počet stupňů volnosti, narůstá i náročnost na množství RAM paměti. Tedy je zapotřebí drahého a výkonného počítače, aby výsledky byly věrohodné a získatelné v rozumném čase.

Součástí simulace jsou i další informace o velikosti rychlosti a rozložení tlaku. Z rozložení tlaků lze zjistit tlakové ztráty:

Tab. 3

<b>Trubkový prostor</b>	<b>139 Pa</b>
<b>Mezitrubkový prostor</b>	<b>1445 Pa</b>

V mezitrubkovém prostoru dochází k řádově vyšším ztrátám. To hlavně kvůli hustě postaveným přepážkám. Tekutina tedy musí urazit mnohem delší dráhu výměníkem a mnohokrát mění svůj směr. To je žádané z pohledu sdílení tepla, nicméně lze konstatovat, že tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru jsou zbytečně velké.

Rozložení rychlostí není podstatné, nicméně z něj vyplývá, že by bylo vhodné volit větší průměry vstupních a výstupních hrdel. Rychlosti by pak nebyly tak velké a tím by se zmenšily i tlakové ztráty. Je však i možné, že snížením vstupní rychlosti by se snížila i intenzita turbulentního proudění, které je žádoucí z hlediska přestupu tepla.

### 5.3 Parametry druhé simulace

Jak již bylo zmíněno výše, druhá simulace se liší pouze v použité výpočtové síti. Rozdíl je v počtu boundary layers (buněk mezní vrstvy) a v lokálním zjemnění sítě na vstupních a výstupních mezích. V první simulaci je pouze jedna mezní vrstva, zatímco v druhé jsou mezní vrstvy tři. Tím by se měl výpočet výrazně zpřesnit a přiblížit navržené hodnotě výkonu. Zjemnění sítě na vstupu a výstupu výměníku je provedeno proto, aby se snížil rozdíl mezi

vstupním a výstupním hmotnostním průtokem. Z fyzikálního hlediska není možné, aby takový rozdíl existoval. Nicméně v tomto matematickém modelu nejsou definovány fyzikální podmínky.

Tabulka se stejnými údaji jako v Tab. 1 pro druhý výpočet:

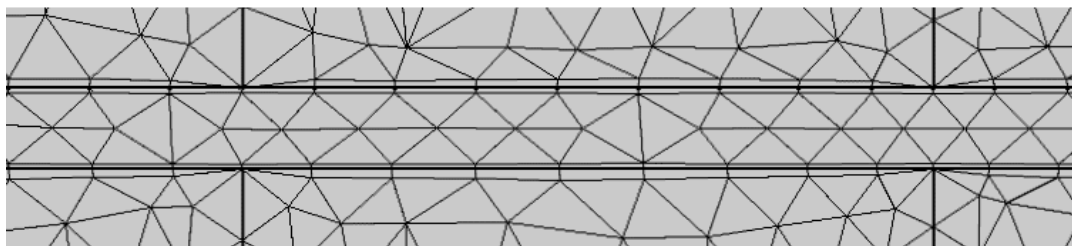
Tab. 4

<b>Počet buněk</b>	<b>980 059</b>
<b>Z toho počet buněk mezní vrstvy (boundary layer)</b>	přibližně 300 000
<b>Počet „Inverted elements“</b>	21

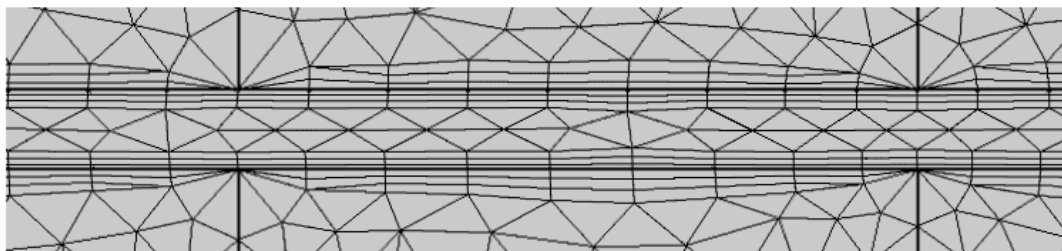
Počet buněk vzrostl o 223 000, nové buňky tvoří zejména mezní vrstva. Zároveň narostl počet upravených elementů s kriticky nízkou kvalitou (Inverted elements). To však na výpočet nemá zásadní vliv.

Histogram kvality buněk se zásadně nezměnil. Pouze narostl počet buněk s nízkou kvalitou (mezní vrstva).

1)



2)



**Obr. 16** Změna výpočtové sítě podél jedné z trubek. 1) původní síť, 2) nová síť

#### 5.4 Výsledky druhé simulace

Obdobná tabulka jako tab. 2:

Tab. 5

<b>Druhá simulace</b>		<b>Návrhový výpočet</b>	
Trubkový prostor ( $T_{12}$ )	35,237 °C	Trubkový prostor ( $T_{12}$ )	40 °C
Mezitrubkový prostor ( $T_{22}$ )	36,327 °C	Mezitrubkový prostor ( $T_{22}$ )	35 °C
Tepelný výkon ( $Q_S$ )	217,8 kW	Tepelný výkon ( $Q_S$ )	202,303 kW

Lze konstatovat, že výměník má dle druhé simulace výkon vyšší o 7,66 %:



$$\Delta Q_3 = \frac{217,8 - 202,303}{202,303} \cdot 100 \cong 7,66 \% \quad (77)$$

U této simulace se však vyskytl poměrně velký rozdíl v tepelném výkonu ze strany trubkového a mezitrubkového prostoru. Celkem je tepelný výkon na straně mezitrubkového prostoru o 7,86 kW vyšší. Za směrodatný je volen výkon na straně trubkového prostoru, jelikož v zadání je směrodatná výstupní teplota právě teplota  $T_{12}$ . Tento rozdíl je zjevně chybou v simulaci. Jedním z možných vysvětlení je rozdílný tvar mezní vrstvy, vymodelované na dvou stranách trubky. Viz obr. 16. Ze strany mezitrubkového prostoru je mezní vrstva narušována přepážkami. Není tedy jednolitá, jako na druhé straně.

Celkově došlo k přiblížení se navrhnuté hodnotě o 11%. Toho bylo docíleno pouze přidáním přibližně 200 000 buněk. Tento fakt ukazuje, že mezní vrstva je při přenosu tepla velmi důležitá.

Dále lze zhodnotit tlakové ztráty:

Tab. 6

<b>Trubkový prostor</b>	<b>134 Pa</b>
<b>Mezitrubkový prostor</b>	<b>1512 Pa</b>

Změna výpočtové sítě neměla na výsledky tlakových ztrát velký vliv.

## 6 ZÁVĚR

Práci lze rozdělit na tři dílčí části. První část je teoretická. Rešerše o typech výměníků tepla, na jejímž základě je volen typ výměníku tepla pro další práci. Přehled základních zásad, které je dobré dodržovat při návrhu výměníku a teoretické základy modelování pomocí numerických metod. Na základě rešerše byl zvolen jednoduchý, levný a hojně používaný trubkový výměník s rovnými trubkami.

Druhá část je praktický výpočet. Kontrolním parametrem je přenesený tepelný výkon. Vzhledem k tomu, že při výpočtu není nijak zohledněno zanášení, je výměník koncipován na vyšší tepelný výkon (o 2 kW, tj. 1%). Geometrické rozměry jsou voleny pouze na základě tepelného výkonu. Nejsou zohledněny tlakové ztráty, zanášení ani teplotní a pevnostní namáhání materiálu.

Třetí část je simulace výměníku navrženého pomocí předchozího postupu. Byly provedeny dvě simulace. V tomto kroku je použito několik zjednodušení, zásadní je však výpočtová síť. Díky nedostatkům v síti vzniká majoritní část nepřesností. Cíleným zhuštěním sítě v důležitých místech se dosáhlo výrazně přesnějšího výsledku při malém zvýšení časové náročnosti.

Výsledky jednotlivých přístupů se liší v první simulaci o 18,7 % a v druhé simulaci o 7,66 %. Navržený tepelný výkon je 202,4 kW a výkon na základě první simulace 240,2 kW a na základě druhé 217,8 kW.

Je opodstatněné se domnívat, že vyšší výpovědní hodnotu má hodnota 202,4 kW. Výpočet je založen na vztazích ověřených četnými měřeními a při výpočtu nejsou použity žádné výrazné zjednodušení. Proto je možné druhý matematický model považovat za přesnější, neboli blíže k navrhnutému výkonu.

Výpočet v druhé části již nelze nijak zpřesnit, ani aplikovat na jiné typy výměníků. Tyto výpočtové vztahy existují pro omezené množství často používaných a tedy dobře známých typů výměníků. Zatímco přístup matematického modelování nabízí téměř neomezené možnosti aplikace. Je výrazně flexibilnější. Jediným omezením je drahé softwarové a hardwarové vybavení. Je nutná investice do obojího, jelikož při nedostatku RAM paměti je nutné dělat při simulaci kompromisy a je jen na výpočtáři, aby odhadl, kdy je výsledek ještě hodnotný a kdy už je chyba nepřijatelná.

Pro běžné aplikace je jednodušší a rychlejší používat praktický výpočet, případně využít kooperace, jak je tomu v této práci, a výsledky si ověřit simulací.

Při řešení netypických úloh je však velmi výhodné řešení pomocí modelování. Bez něj by se muselo zařízení na základě podobnosti navrhnout, vyrobit a odzkoušet. To tolikrát, než by se dospělo k požadovanému výsledku. Tento přístup je drahý, časově náročný a není konkurence schopný. Modelování tyto kroky přenáší do kyberprostoru a výrazně urychluje návrh. Nicméně ve finální fázi je vždy potřeba vyrobit prototyp a ten otestovat, jelikož spolehlivost matematických modelů je relativní a úzce souvisí s kvalitou výpočtové sítě. Nelze tedy spoléhat pouze na tento přístup řešení.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 stran: ilustrace. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2004, 85 stran. ISBN 80-214-2847-3.
- [3] LEE, Ho Sung. *Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. Hoboken, NJ: Wiley, c2010. ISBN 978-0-470-49662-6.
- [4] GENESIS ENGINEERING & THERMAL SOLUTIONS. LTD [online] [cit. 9.2.2017] Dostupné z WWW: <[http://www.genesisthai.com/shell\\_Tube.aspx](http://www.genesisthai.com/shell_Tube.aspx)>
- [5] České vysoké učení technické v Praze, Katedra technických zařízení budov K11125 [online] [cit. 18.2.2017] Dostupné z WWW: <<http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>>
- [6] BCB Plzeň, spol. s r.o. *Deskové výměníky Alfa Laval*. [online] [cit. 25.3.2017] Dostupné z WWW: <<http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>>
- [7] LIBICH, Vladimír a Ladislav OCHRANA. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1989. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1078-7.
- [8] STEHLÍK, Petr, KOHOUTEK, Josef, NĚMČANSKÝ, Jan. *Tepelné pochody Výpočet výměníku tepla*. Zlín: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1991. ISBN 80-214-0363-2.
- [9] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX*. 1. vyd. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2008, 153 s. [online] [cit. 2.4.2017] Dostupné z WWW: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>
- [10] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2002, 238 s.: il. ISBN 80-214-2037-5.
- [11] PŘÍHODA, Jaromír a Petr LOUDA. *Matematické modelování turbulentního proudění*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 111 s.: il.; 30 cm. ISBN 978-80-01-03623-5.
- [12] MAREŠ, Radim, Jaroslav KADRNOŽKA a Oldřich ŠIFNER. *Tabulky vlastností vody a páry podle průmyslové formulace IAPWS-IF97 = Tables of properties of water and steam computed from the industrial formulation IAPWS-IF97*. Brno: VUTIUM, 1999, 156 s.: il.; 30 cm diagram (55 x 47 cm). ISBN 80-214-1316-6.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

$a$	[-]	konstanta pro výpočet korekčního faktoru $y_8$ pro turbulentní proudění
$A$	[ $m^2$ ]	potřebná plocha pro výměnu tepla
$A_S$	[ $m^2$ ]	skutečná plocha pro výměnu tepla
$c_1$	[-]	konstanta pro uspořádání trubek do 45°
$c_2$	[-]	konstanta pro uspořádání trubek do 45°
$c_{p1}$	[ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	měrná tepelná kapacita pro střední teplotu v trub. Prostoru
$c_{p2}$	[ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	měrná tepelná kapacita pro střední teplotu v mezitrub. Prostoru
$d_1$	[mm]	vnitřní průměr trubky
$D_1$	[m]	vnitřní průměr tělesa výměníku
$d_2$	[mm]	vnější průměr trubky
$d_{2p}$	[mm]	průměr díry pro trubku v přepážce
$D_p$	[mm]	průměr přepážky
$D_S$	[m]	průměr svazku trubek
$h_{11}$	[ $\frac{J}{kg}$ ]	vstupní entalpie vody v trub. prostoru
$h_{12}$	[ $\frac{J}{kg}$ ]	výstupní entalpie vody v trub. prostoru
$h_{21}$	[ $\frac{J}{kg}$ ]	vstupní entalpie vody v mezitrub. prostoru
$h_{22}$	[ $\frac{J}{kg}$ ]	výstupní entalpie vody v mezitrub. prostoru, vypočtena z rovnice kontinuity
$h_{22p}$	[ $\frac{J}{kg}$ ]	výstupní entalpie vody v mezitrub. Prostoru pro teplotu 35°C
$h_p$	[mm]	výška přepážek
$k$	[ $\frac{kg}{s^3 \cdot K}$ ]	součinitel prostupu tepla
$l$	[mm]	charakteristický rozměr
$l_t$	[m]	délka trubek

$l_{tc}$	[m]	činná délka trubek
$l_{tn}$	[mm]	neopřepážkovaná délka (začátek a konec výměníku)
$m_1$	$[\frac{kg}{s}]$	hmotnostní průtok v trubkovém prostoru
$m_2$	$[\frac{kg}{s}]$	hmotnostní průtok v mezitrubkovém prostoru
$n_{CH1}$	[-]	počet chodů média v trubkovém prostoru
$n_p$	[-]	počet přepážek
$n_{rc}$	[-]	počet činných řad trubek
$n_t$	[-]	počet trubek
$n_{tv}$	[-]	počet trubek ve výřezu přepážky (mimo přepážku)
$Nu_1$	[-]	Nusseltovo číslo v trub. prostoru
$Nu_2$	[-]	Nusseltovo číslo v mezitrub. prostoru
$Nu_{lam}$	[-]	Nusseltovo číslo v mezitrub. Prostoru – laminární složka
$Nu_{turb}$	[-]	Nusseltovo číslo v mezitrub. Prostoru – turbulentní
$p_1$	[Pa]	Tlak pracovní látky v trubkovém prostoru na vstupu
$p_2$	[Pa]	Tlak pracovní látky v trubkovém prostoru na výstupu
$Pr_1$	[-]	Prandltovo číslo (trub. prostor)
$Pr_{1S}$	[-]	Prandltovo číslo v mezní vrstvě (trub. prostor)
$Pr_{2S}$	[-]	Prandltovo číslo v mezní vrstvě (mezitrub. prostor)
$Pr_2$	[-]	Prandltovo číslo (mezitrub. prostor)
$Re_1$	[-]	Reynoldsovo číslo (trub. prostor)
$Re_2$	[-]	Reynoldsovo číslo (mezitrub. prostor)
$S_1$	$[mm^2]$	celkový průtočný průřez v trub. prostoru

$S_2$	$[mm^2]$	celkový průtočný průřez v mezitrub. prostoru
$S_{2N}$	$[m^2]$	obsah volného průřezu mezi roztečí přepážek v ose výměníku
$S_{2Z}$	$[m^2]$	průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku
$s_p$	$[mm]$	tloušťka přepážek
$s_{ps}$	$[mm]$	vůle mezi přepážkou a vnitřním průměrem pláště
$S_{ps}$	$[mm^2]$	průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm výměníku
$s_t$	$[mm]$	tloušťka stěny trubek
$s_{tp}$	$[mm]$	vůle mezi trubkou a otvorem pro trubku v přepážce
$S_{tp}$	$[mm^2]$	průtočný průřez mezi přepážkou (otvory pro trubky) a vnějším povrchem trubek
$s_{ts}$	$[mm]$	rozdíl mezi průměrem pláště a průměrem svazku trubek
$s_{tt}$	$[mm]$	rozteč mezi trubkami měřena od obvodu trubek (bez průměru trubky)
$T_{11}$	$[^{\circ}C]$	Vstupní teplota média v trubkovém prostoru
$T_{12}$	$[^{\circ}C]$	Výstupní teplota média v trubkovém prostoru
$T_{21}$	$[^{\circ}C]$	Vstupní teplota média v mezitrubkovém prostoru
$T_{22}$	$[^{\circ}C]$	Výstupní teplota média v mezitrubkovém prostoru
$t_p$	$[mm]$	rozteč přepážek
$T_{STŘ1}$	$[^{\circ}C]$	střední teplota v trubkovém prostoru
$T_{STŘ2}$	$[^{\circ}C]$	střední teplota v mezitrubkovém prostoru
$t_t$	$[mm]$	rozteč trubek mezi sebou
$t_{t1}$	$[mm]$	rozteč trubek ve vodorovném směru
$t_{t2}$	$[mm]$	rozteč trubek ve svislém směru

$u_1$	$[\frac{m}{s}]$	rychlost vody v trub. prostoru
$u_2$	$[\frac{m}{s}]$	rychlost vody v mezitrub. prostoru
$v_1$	$[\frac{m^3}{kg}]$	měrný objem vody v trubkovém prostoru
$v_2$	$[\frac{m^3}{kg}]$	měrný objem vody v mezitrubkovém prostoru
$Q_{POŽ}$	[W]	požadovaný tepelný výkon
$Q_S$	[W]	skutečný tepelný výkon
$x_5$	[-]	pomocná neznámá pro výpočet Nusseltova čísla v trub. Prostoru
$x_6$	[-]	pomocná neznámá pro výpočet mezerovitosti trubkového svazku
$x_7$	[-]	pomocná neznámá pro výpočet mezerovitosti trubkového svazku
$x_8$	[-]	pomocná neznámá pro výpočet korekčního faktoru $y_5$
$y_1$	[-]	korekční faktor pro trub. prostor
$y_2$	[-]	korekční faktor zohledňující změnu látkových vlastností v mezní vrstvě
$y_3$	[-]	korekční faktor zohledňující převod součinitele převodu tepla z řady na svazek trubek
$y_4$	[-]	korekční faktor zahrnující nepříznivý tvar teplotního profilu v proudu pracovní látky při laminárním proudění
$y_5$	[-]	korekční faktor zohledňující podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek
$y_6$	[-]	korekční faktor zahrnující vliv zkratových proudů
$y_7$	[-]	korekční faktor zohledňující vliv obtokových proudů
$y_8$	[-]	korekční faktor zohledňuje vliv neopřepážkovaných prostorů

$\alpha_1$	$[\frac{kg}{s^3 \cdot K}]$	součinitel přestupu tepla v trub. prostoru
$\alpha_2$	$[\frac{kg}{s^3 \cdot K}]$	součinitel přestupu tepla v mezitrub. prostoru
$\Delta T_1$	[K]	teplotní rozdíl na levé straně výměníku (vstup vody do trub. prostoru)
$\Delta T_2$	[K]	teplotní rozdíl na pravé straně výměníku (výstup vody z trub. prostoru)
$\Delta T_s$	[K]	střední teplotní spád
$\Delta Q_1$	[%]	procentuální rozdíl mezi požadovaným a vypočteným tepelným výkonem
$\Delta Q_2$	[%]	procentuální rozdíl mezi prakticky vypočteným a modelovaným tepelným výkonem v první simulaci
$\Delta Q_3$	[%]	procentuální rozdíl mezi prakticky vypočteným a modelovaným tepelným výkonem v druhé simulaci
$\eta_1$	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita vody v trubkovém prostoru
$\eta_2$	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita vody v mezitrubkovém prostoru
$\lambda_1$	$[\frac{W}{m \cdot K}]$	tepelná vodivost vody v trubkovém prostoru
$\lambda_2$	$[\frac{W}{m \cdot K}]$	tepelná vodivost vody v mezitrubkovém prostoru
$\lambda_t$	$[\frac{W}{m \cdot K}]$	tepelná vodivost materiálu trubek (měď)
$\nu_{kv1}$	$[\frac{m^2}{s}]$	kinematická viskozita vody v trubkovém prostoru
$\nu_{kv2}$	$[\frac{m^2}{s}]$	kinematická viskozita vody v mezitrubkovém prostoru
$\rho_1$	$[\frac{kg}{m^3}]$	hustota vody v trubkovém prostoru
$\rho_2$	$[\frac{kg}{m^3}]$	hustota vody v mezitrubkovém prostoru
$\varphi_{vp}$	[°]	úhel výřezu přepážky (vrchol úhlu v ose výměníku)



$\psi$  [-] mezerovitost trubkového svazku

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1: První simulace v programu Comsol Multiphysics: BP\_Hudecek\_v\_1.mph

Příloha 2: Druhá simulace v programu Comsol Multiphysics: BP\_Hudecek\_v\_2.mph